

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

**И. Н. Нигматулин,
П. Н. Шляхин,
В. А. Ценев**

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

**Под редакцией проф.
И. Н. Нигматулина**

**Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов специальности
«Промышленная теплоэнергетика»
высших учебных заведений**



**МОСКВА
«ВЫСШАЯ ШКОЛА»
1974**

6 П2.23.

Н 60

УДК 621.165+621.438+621.43 (075)

Нигматулин И. Н. и др.

Н 60 Тепловые двигатели. Под ред. И. Н. Нигматулина.
Учеб. пособие для втузов. М. «Высш. школа», 1974.
375 с. с ил.

Перед назв. авт.: И. Н. Нигматулин, П. Н. Шляхин, В. А. Ценев.

В книге рассмотрены вопросы теории тепловых процессов паровых, газовых турбин и двигателей внутреннего сгорания, общие принципиальные схемы теплосиловых установок, конструкции паровых, газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания различных типов, а также некоторых вспомогательных агрегатов тепловых двигателей.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплотехника». Может быть полезно инженерно-техническим работникам, обслуживающим энергетические установки.

Н $\frac{0334-513}{001(01)-34}$ 122-74

6 П2.23

Рецензенты:

докт. техн. наук проф. Петров Я. П.
Кафедра двигателей внутреннего сгорания
и кафедра турбостроения МВТУ.
Кафедра теплосиловых установок МИИТ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга написана по программе курса «Тепловые двигатели» для высших учебных заведений по специальности «Промышленная теплоэнергетика» и состоит из трех разделов.

В первом разделе излагаются теория теплового процесса паровой турбины, парораспределение в турбинах, регулирование, защита, маслоснабжение их и вопросы комбинированной выработки электрической и тепловой энергии; описываются конструкции конденсационных турбин и турбин с регулируемым отбором пара, а также элементы конструкций конденсаторов, воздухоотсасывающих устройств и их характеристики.

Второй раздел посвящен газовым турбинам и газотурбинным установкам, применяемым в промышленной теплоэнергетике. Здесь рассматриваются схемы и циклы газотурбинных двигателей с регенерацией, ступенчатым сжатием и ступенчатым сгоранием, способы повышения термической устойчивости лопаточного аппарата, регулирование, защитные устройства, конструкции газовых турбин, компрессоров, регенераторов, воздухоохладителей и их характеристики.

В третьем разделе изложены термодинамические и действительные циклы, теория двигателей внутреннего сгорания, общие принципы устройства узлов и агрегатов, конструкции и характеристики двигателей внутреннего сгорания. При этом рассмотрены карбюраторные двигатели, газовые двигатели, дизели и комбинированные турбопоршневые двигатели.

Книга написана коллективом авторов. Первый раздел написан П. Н. Шляхиным, § 1-31 и 1-32 — совместно с инж. Центрального научно-исследовательского института тяжелого машиностроения (ЦНИИТМаш) Шляхиным Н. П.; второй раздел — В. А. Ценевым; третий раздел и введение — И. Н. Нигматулиным.

ВВЕДЕНИЕ

Машины, преобразующие какой-либо вид энергии в механическую работу, называются двигателями. Машины, преобразующие теплоту в механическую работу, называются тепловыми двигателями. Тепло для двигателей в настоящее время получается из органических топлив при химической реакции и из ядерного топлива — при ядерной реакции. К органическим топливам, применяемым в теплоэнергетических промышленных установках, относятся каменный уголь, антрацит, бурый уголь, торф, горючие сланцы, древесина, нефть, нефтяной (промысловый) газ, природный газ и различные продукты, получаемые в результате их переработки. Ядерным топливом могут быть изотопы урана и плутония. Сырьевой базой ядерного топлива являются уран и торий. Ядерная реакция деления с выделением энергии в форме тепла происходит при расщеплении урана-235, урана-233 и плутония-239. Другой вид ядерной реакции — реакции синтеза (соединение ядер дейтерия, трития или лития) — можно использовать пока только для взрыва (водородная бомба), и в настоящее время еще не найден способ осуществления управляемой термоядерной реакции.

В промышленности электрическая энергия из тепловой получается путем промежуточного преобразования ее в механическую работу. Современная техника не позволяет пока создавать более или менее мощные установки для получения электричества непосредственно из тепла. Превращение тепла в электричество с достаточно высоким к. п. д. без промежуточного преобразования его в механическую работу было бы крупным шагом вперед. Тогда отпала бы надобность в тепловых электростанциях, а также во многих других случаях необходимость установки тепловых двигателей, которые имеют относительно низкий к. п. д., весьма сложны и требуют довольно квалифицированного ухода при эксплуатации.

В последнее время ведутся большие работы по созданию генераторов для непосредственного превращения теплоты в электричество. В Советском Союзе создана экспериментальная энергетическая установка полупромышленного типа с магнетогидродинамическим (МГД) генератором мощностью 25000 кВт. Но все установки, превращающие теплоту непосредственно в электричество, пока могут работать или только кратковременно, или при крайне малых мощностях, или при низких к. п. д.

Поэтому в тепловой электростанции или в любых других областях техники, где используется теплота для приведения в движение мощ-

ных агрегатов, нельзя обойтись без тепловых двигателей. Тепловые двигатели, являющиеся неотъемлемой частью всей тепловой энергетики, в настоящее время очень широко применяются во многих областях народного хозяйства.

Процесс сгорания топлива и выделения тепла может происходить внутри самого двигателя и вне его, в другом агрегате. Продукты сгорания топлива как носители тепла в одних случаях при превращении тепла в работу непосредственно являются рабочим телом в двигателях, а в других случаях передают свое тепло другому веществу (воде), и тогда уже другое промежуточное вещество (пар) является рабочим телом в тепловом двигателе. Таким образом, в первом случае рабочий процесс в двигателе осуществляется без промежуточного теплоносителя, а во втором — с промежуточным теплоносителем.

Способы превращения тепла в механическую работу разнообразны. Наиболее распространены следующие пять типов тепловых двигателей: 1) паровые машины; 2) паровые турбины; 3) двигатели внутреннего сгорания; 4) газовые турбины; 5) реактивные двигатели (турбореактивные и ракетные).

Применяемый в конкретных условиях тип двигателя определяется потребностями народного хозяйства, необходимой мощностью, наличными видами топлива, эксплуатационными требованиями к двигателю и т. д.

Первыми из тепловых двигателей получили промышленное развитие поршневые паровые машины; уже в XVIII столетии они стали широко распространяться. Паровая машина более ста лет господствовала на железнодорожном транспорте, и паровоз являлся основным видом локомотива. Но с течением времени поршневые паровые машины стали вытесняться другими, более совершенными типами двигателей и теперь применяются в очень небольшом количестве. За последние 10 ÷ 15 лет паровая машина утратила свое положение и на железнодорожном транспорте, где паровоз успешно заменен более экономичными типами силовых установок, главным образом тепловозами и электровозами.

В крупных тепловых электростанциях и мощных промышленных теплоэнергетических установках наиболее экономичными остаются паросиловые установки с паровыми турбинами. Почти все крупные тепловые электростанции, а также и атомные электростанции снабжены паротурбинными установками.

В транспортных установках (автомобили, мотоциклы, тракторы, тепловозы, морские и речные суда) и во всех других случаях, когда требуются компактные силовые установки малой и средней мощности, наиболее подходящими в настоящее время признаны двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Для малых и средних мощностей (1 ÷ 10000 кВт) среди всех тепловых энергетических установок самыми универсальными являются поршневые ДВС. Поэтому они широко применяются в различных областях народного хозяйства.

Газовые турбины как самостоятельные силовые агрегаты, кроме авиации (турбореактивные двигатели), распространены пока еще меньше, чем паровые турбины и двигатели внутреннего сгорания; газовые

турбины применяются на газоперекачивающих компрессорных станциях, на электростанциях (главным образом в качестве резервных, пиковых, установок), на железнодорожных газотурбовозах, а также на некоторых судах и экспериментальных автомобилях. Газовые турбины как вспомогательные силовые агрегаты за последнее время стали широко использоваться в турбопоршневых комбинированных двигателях внутреннего сгорания.

Реактивные двигатели с газовыми турбинами, которые позволяют получать весьма большие скорости движения, заняли господствующее положение в авиации, вытеснив (кроме некоторых тихоходных самолетов, вертолетов, санитарной и сельскохозяйственной авиации) поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Ракетные двигатели устанавливаются лишь в ракетах, а в стационарных и наземных транспортных установках не применяются. В данной книге рассматриваются паровые турбины, газовые турбины и двигатели внутреннего сгорания. В настоящее время только эти типы тепловых двигателей применяются как в промышленной теплоэнергетике, так и в стационарных, судовых и транспортных (наземных) установках.

Инженерно-техническим работникам, работающим в области промышленной теплоэнергетики, в своей практической деятельности больше всего приходится заниматься вопросами эксплуатации тепловых двигателей. Поэтому в данном учебном пособии при весьма кратком изложении всего курса значительное место уделяется характеристикам турбин и двигателей внутреннего сгорания.

Раздел первый

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Глава 1-1.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТУРБИНАХ

§ 1-1. Паровые турбины. Краткая история их развития

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в кинетическую, а последняя в свою очередь преобразуется в механическую энергию вращения вала. Вал турбины непосредственно или при помощи зубчатой передачи соединяется с рабочей машиной. Наиболее широкое применение паровая турбина находит в энергетике, являясь приводом электрического генератора переменного тока. Преобразование потенциальной энергии пара в механическую энергию вращения вала турбины осуществляется различными способами. В зависимости от характера преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую энергию струи различаются активные, реактивные и комбинированные турбины (активно-реактивные).

Простейшая одноступенчатая турбина состоит из следующих основных частей (рис. 1-1): сопла 4, вала 1 и диска 2 с рабочими лопатками 3, расположенными на нем, выхлопного патрубка 6. Вал 1 вместе с насаженным диском 2 составляет важнейшую часть турбины и носит название ротора. Ротор заключен в корпусе турбины 5. Шейки вала лежат в опорных подшипниках (опорные подшипники на рисунке не показаны).

Пар от начального p_0 до конечного p_2 давления расширяется в одном сопле или группе сопел, закрепленных в корпусе перед рабочими лопатками вращающегося диска. Понижение давления пара в соплах сопровождается уменьшением его энтальпии i , т. е. в соплах срабатывается тепловая энергия, которая превращается в кинетическую энергию паровой струи. В процессе расширения пара в соплах скорость его возрастает от начальной величины c_0 до c_1 за соплами. В каналах рабочих лопаток происходит понижение скорости от c_1 до c_2 , т. е. понижается кинетическая энергия пара, приобретенная им в соплах за счет расширения. Кинетическая энергия струи пара, воздействуя на рабочие лопатки, совершает механическую работу на валу ротора турбины.

Турбины, в которых весь процесс расширения пара происходит только в неподвижных каналах (соплах), а кинетическая энергия пара превращается в механическую работу на рабочих лопатках (без расширения в них пара), называют активными. Мелкие одноступенчатые активные турбины строились и строятся на значительные числа оборотов n .

Мощность одноступенчатых активных паровых турбин даже при окружной скорости, достигающей 350 м/с, не превышает $500 \div$

÷ 800 кВт. Небольшая мощность в одном агрегате, малая экономичность таких турбин и в ряде случаев необходимость установки редуктора ограничивают область применения одноступенчатых активных паровых турбин.

По иному принципу работает паровая турбина, представленная на рис. 1-2. Свежий пар к лопаткам турбины поступает из кольцевой камеры для свежего пара 10. В неподвижной части корпуса 4 и на подвижной части барабана 7 (ротора) закреплены направляющие и рабочие лопатки, образующие каналы для прохода пара. Из камеры 10 пар, протекая через межлопаточные каналы, поступает в выпускной

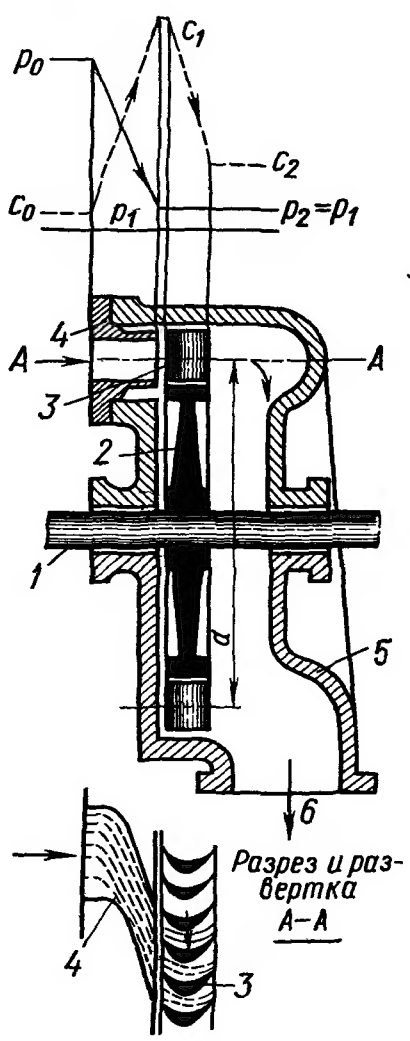


Рис. 1-1. Схема одноступенчатой турбины

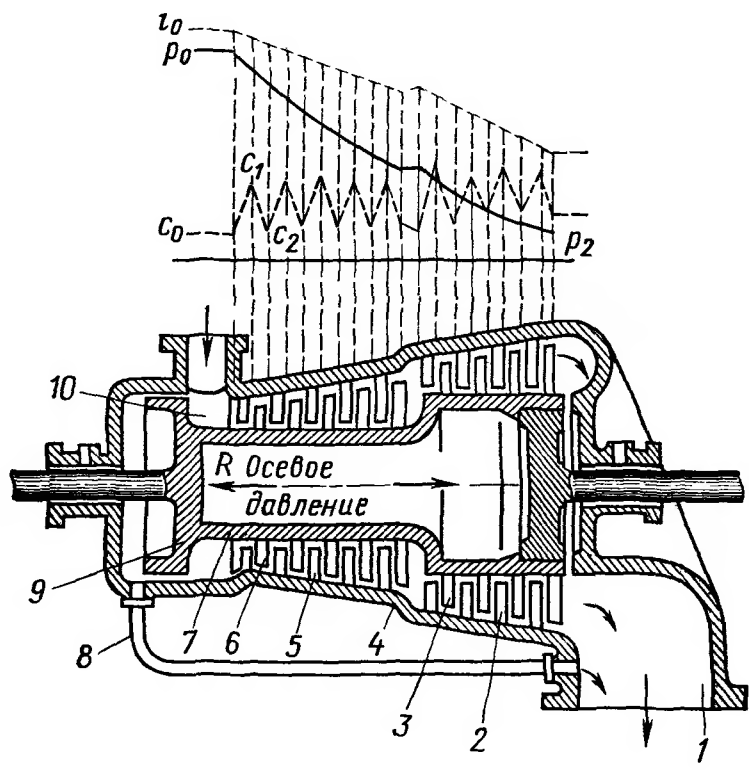


Рис. 1-2. Схема реактивной турбины небольшой мощности

патрубок 1 и далее в конденсатор. По пути движения из камеры 10 к патрубку 1 пар постепенно расширяется от давления p_0 до p_2 . Расширение пара и понижение теплосодержания происходит во всех межлопаточных каналах как подвижных, так и неподвижных лопаток. Сначала свежий пар из камеры 10 поступает в каналы первого ряда направляющих лопаток 5, закрепленных в корпусе 4. Из каналов неподвижных (направляющих) лопаток первого ряда пар поступает в каналы первого ряда вращающихся (рабочих) лопаток 6, закрепленных на вращающемся барабане 7. Из каналов рабочих лопаток первого ряда пар поступает в каналы неподвижных лопаток второго ряда 2,

проходя последовательно через каналы всех рядов направляющих и рабочих лопаток 3. Пар, покидающий последний ряд подвижных лопаток турбины, называется отработавшим. Паропровод 8 соединяет камеру за разгрузочным поршнем 9 с выхлопной частью 1; по нему удаляется пар из передней части турбины.

Два смежных ряда лопаток, закрепленных соответственно в корпусе и на роторе, образуют так называемую ступень. Турбину, имеющую несколько последовательно расположенных рядов направляющих лопаток и соответственно такое же количество рядов рабочих лопаток, называют многоступенчатой. Все ступени турбины составляют ее проточную часть. В рассмотренной турбине в отличие от предыдущей расширение пара происходит как в каналах между направляющими, так и в каналах между рабочими лопатками. Такие турбины называются реактивными.

Кривая $p_0 - p_2$ показывает изменение давления пара, ломаная пунктирная линия характеризует изменение абсолютной скорости по ступеням турбины. Скорость c_1 возрастает за счет понижения энтальпии i на направляющих лопатках. Работа на валу турбины создается за счет изменения энтальпии в каналах направляющих и рабочих лопаток. Верхняя кривая изображает изменение энтальпии по ступеням турбины; энтальпия непрерывно понижается как в каналах направляющих, так и в каналах рабочих лопаток.

Промышленная конструкция турбины, работающей по такому принципу, впервые была предложена в 1884 г. английским инженером Парсонсом. Дальнейшее развитие принципа работы активной турбины (Лавала) привело к появлению в 1900 г. многоступенчатой активной паровой турбины, идея создания которой заключалась в том, что для расширения пара использовалась уже не одна группа сопел, а несколько последовательно расположенных групп, образующих вместе с рабочими лопатками несколько ступеней турбины. Пар расширялся в соплах каждой ступени, а на рабочих лопатках кинетическая энергия пара только преобразовывалась в механическую работу.

Схема такой турбины представлена на рис. 1-3. На валу 8 турбины насажены три диска с закрепленными на них рабочими лопатками 3 и 5. Между каждой парой соседних дисков с рабочими лопатками находятся неподвижные перегородки, называемые диафрагмами 7. Эти диафрагмы закреплены в корпусе 9 турбины; в них вставлены сопла для расширения пара 2 и 4. В соответствии с этим свежий пар из кольцевой камеры 1 поступает к соплам первой ступени, а затем последовательно проходит через каналы между рабочими лопатками и соплами следующих ступеней турбины и поступает в выхлопной патрубок 6. В соплах первой ступени давление пара понижается от p_0 до p_1 , а скорость возрастает от c_0 до c_1 . На рабочих лопатках первой ступени скорость пара понижается от c_1 до c_2 , т. е. происходит преобразование кинетической энергии пара в механическую работу, передаваемую на вал турбины. В последующих ступенях турбины происходит совершенно аналогичный процесс преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую, а последней — в работу на валу. На всех ступенях турбины давление понижается от p_0 до p_2 .

В том же 1900 г. Кертис предложил одноступенчатую паровую турбину с двумя ступенями скорости. Схема однодисковой турбины с двумя ступенями скорости схематично представлена на рис. 1-4. В соплах 4 турбины происходит понижение давления от p_0 до p_2 . За счет перепада давлений скорость пара в соплах увеличивается от на-

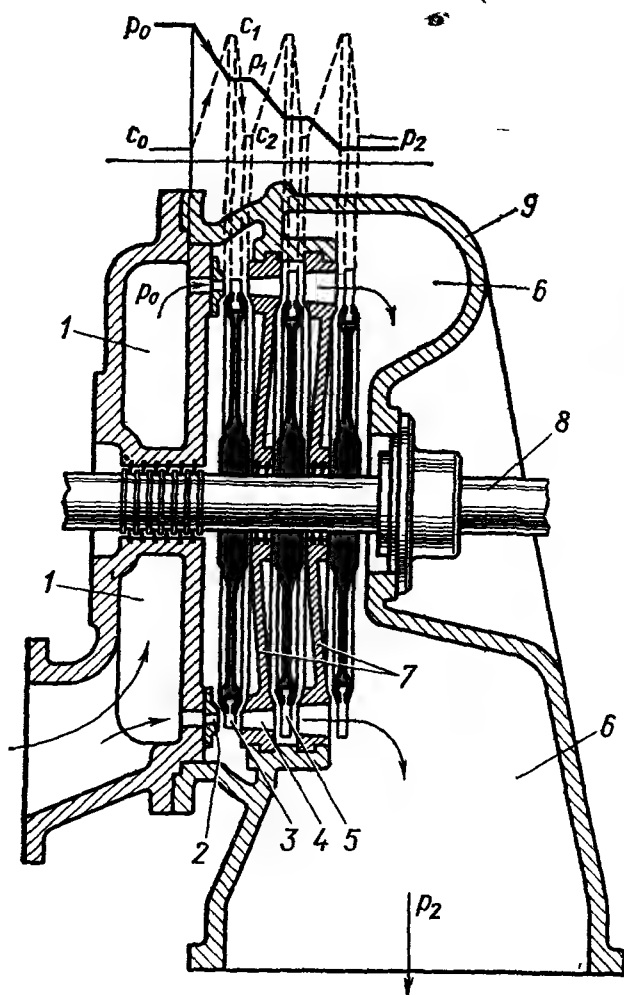


Рис. 1-3. Схема активной турбины с тремя ступенями давления

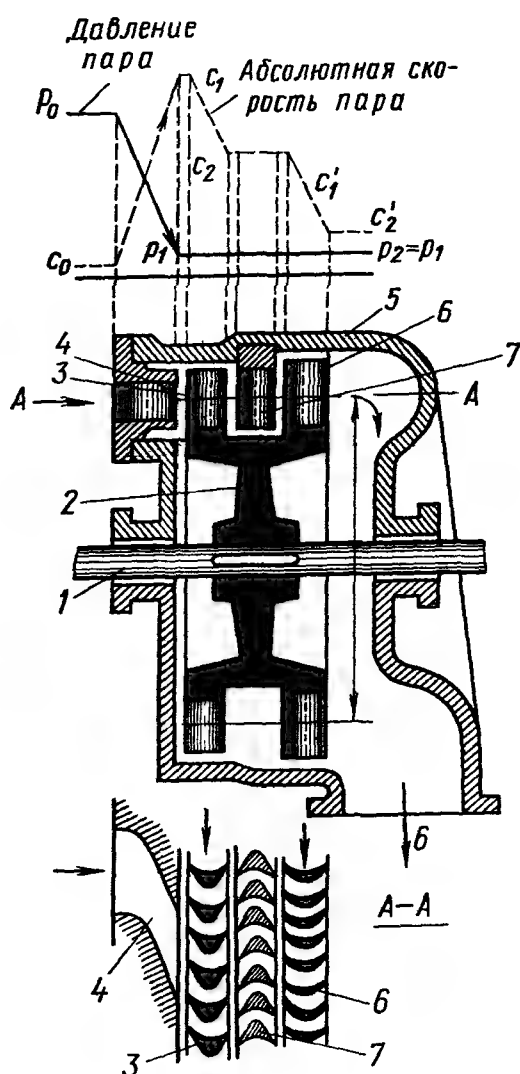


Рис. 1-4. Схема активной турбины с двумя ступенями скорости

чальной величины c_0 до c_1 . На первом 3 и втором 6 рядах рабочих лопаток, закрепленных с диском 2 на валу 1, кинетическая энергия пара превращается в работу на валу турбины. Таким образом, скорость рабочего тела на рабочих лопатках понижается на первом венце лопаток от c_1 до c_2 , на втором венце — от c_1' до c_2' . В каналах направляющих лопаток 7, укрепленных в корпусе 5, происходит лишь изменение направления струи потока, связанное с некоторым понижением скорости от c_2 до c_1' за счет частичной потери энергии. В верхней части

рис. 1-4 представлены графики изменения давления p рабочего тела и абсолютной скорости потока c .

Двухвенечный диск имеет сравнительно невысокий к. п. д. вследствие увеличения потерь на рабочих и направляющих лопатках.

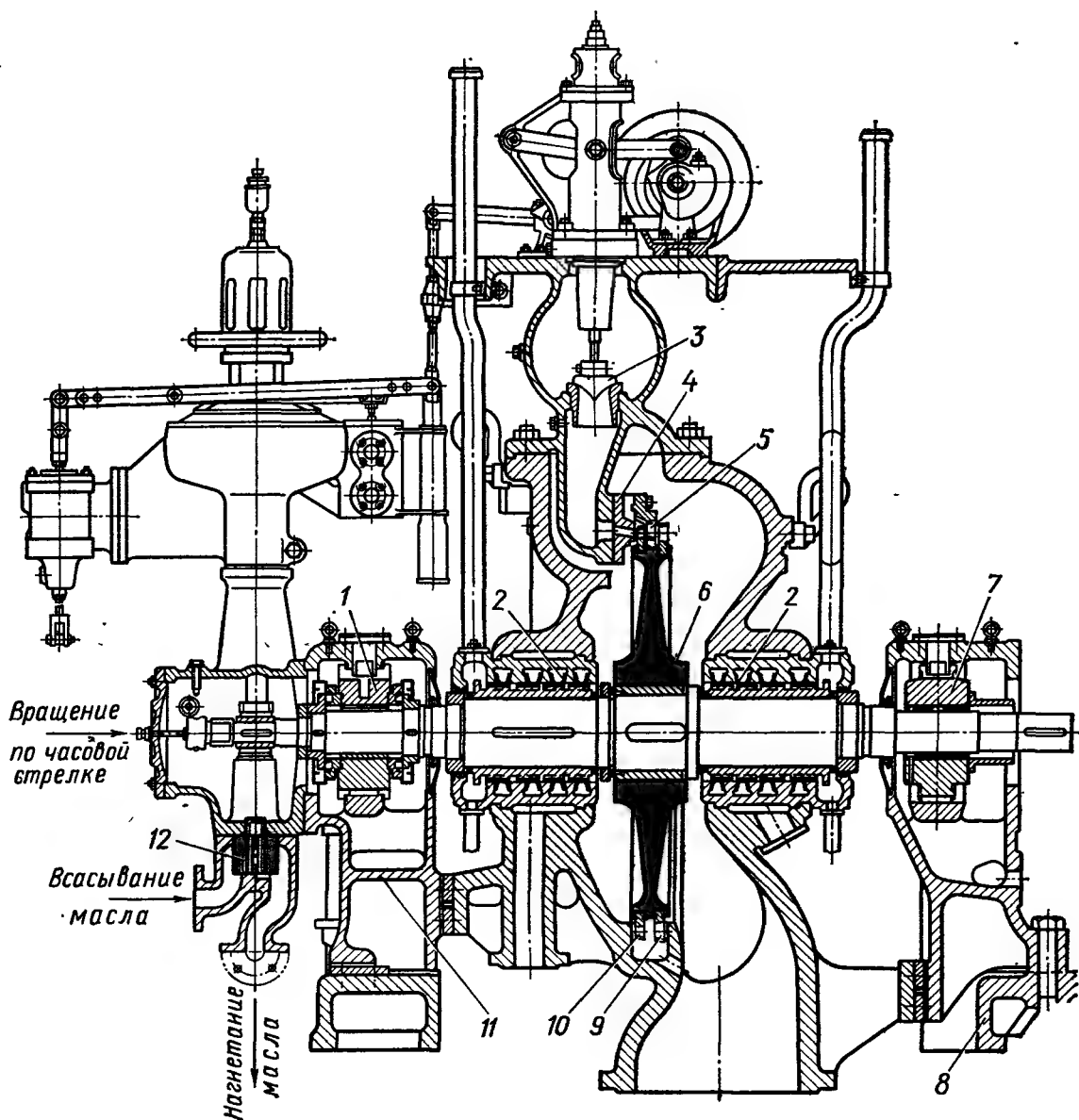


Рис. 1-5. Паровая турбина НЗЛ

Основными преимуществами турбин со ступенями скорости являются простота их конструкции, компактность, невысокая стоимость, надежность в работе и простота обслуживания. Турбины этого типа вследствие невысокой экономичности и малой единичной мощности находят применение для привода центробежных насосов, эксгаустеров, судовых генераторов и других машин небольшой мощности.

На рис. 1-5 представлена однодисковая двухвенечная паровая турбина Невского завода имени Ленина (НЗЛ) для привода эксгаустера с начальными параметрами пара 11 бар и 325° С и давлением отработавшего пара 4,5 бар. Вал турбины с насаженным диском с двумя

ступенями скорости 6 лежит на двух подшипниках 1 и 7. Подшипник 1 является комбинированным опорно-упорным. Упорный подшипник предназначен для восприятия осевых усилий и фиксации ротора в осевом направлении. Свежий пар поступает к соплам 4 через пять регулирующих клапанов 3. Подвод пара к турбине обеспечивается последовательным открытием регулирующих клапанов; через каждый клапан пар подводится к самостоятельной группе сопел, в чем и заключается сопловое (количественное) парораспределение. Из сопел пар поступает на рабочие лопатки первого венца 10, из них на направляющие лопатки 5, после чего проходит через второй венец рабочих лопаток 9. Отработавший пар отводится из турбины через выпускной патрубок. Для уменьшения утечек пара из турбины с обеих сторон диска предусмотрены передние и задние концевые лабиринтовые уплотнения 2.

Зубчатый масляный насос 12 предназначен для подачи масла на смазку подшипников и в систему регулирования. Подшипники турбины расположены в специальных корпусах 11 и 8.

Турбины рассмотренных типов называются осевыми (аксиальными), так как поток рабочего пара в них проходит вдоль оси турбины. Наряду с осевыми турбинами в первой четверти XX в. были разработаны конструкции радиальных паровых турбин, в которых поток пара движется в направлениях, перпендикулярных к оси турбины, т. е. радиально. Первая радиальная турбина была предложена братьями Юнгстрем в 1910 г. Принципиальная схема такой турбины показана на рис. 1-6. Турбина состоит из дисков 5 и 2, расположенных на концах валов 7 и 1. На обращенных друг к другу поверхностях дисков закреплены рабочие лопатки 3, 4, собранные в кольцевых обоймах. Пар из паропровода 8 через отверстия в дисках поступает в центральную камеру, а из нее, пройдя через каналы всех рядов рабочих каналов, направляется в выпускной патрубок корпуса 6 турбины. Расширение пара от давления p_0 до давления p_2 происходит в каналах всех рядов рабочих лопаток. Валы 7 и 1 вместе с насаженными на них дисками и рабочими лопатками вращаются в противоположных направлениях. Такие турбины являются чисто реактивными. Радиальные паровые турбины строятся также с неподвижными направляющими лопатками; в этом случае они работают по такому же принципу, как и рассмотренные выше осевые реактивные турбины.

До Великой Октябрьской социалистической революции турбостроение в нашей стране развивалось очень медленно. Первая паровая турбина мощностью 200 кВт была выпущена в 1907 г. единственным строившим тогда в России турбины Петербургским металлическим заводом (ныне Ленинградский металлический завод им. XII съезда КПСС). За период с 1907 до 1913 гг. этот завод построил всего 26 паровых турбин наибольшей мощностью 1250 кВт в одном агрегате. С началом первой мировой войны турбостроение в России практически прекратилось. Отечественное турбостроение возобновилось лишь в 1923 г. В 1924 г. ЛМЗ выпустил турбину мощностью 2000 кВт. До 1931 г. все турбостроение в СССР было сосредоточено на ЛМЗ. В течение первой пятилетки он создал турбины средней и большой мощ-

ности (до 50000 кВт). Начиная со второй пятилетки ЛМЗ перешел на строительство конденсационных турбин мощностью по 24000; 50000 и 100 000 кВт, рассчитанных на параметры пара 28,5 бар и 400°С. В это же время была разработана конструкция теплофикационной турбины мощностью 25000 кВт на те же параметры пара и построены первые образцы. Кроме того, ЛМЗ построил предвключенную турбину на параметры пара 123 бар и 450°С. Создание турбины мощностью 100 000 кВт при 3000 об/мин, уникальной в то время в мировом турбостроении, и теплофикационных турбин крупной мощности было большим достижением ЛМЗ, поставившим завод в ряды передовых турбостроительных заводов. Строительство турбин мощностью 2500 ÷ 12 000 кВт начиная с 1931 г. было сосредоточено на заводе «Красный путиловец» (ныне Кировском заводе) в Ленинграде. В 1934 г. вступил в строй один из крупнейших турбостроительных заводов Харьковский турбинный завод (ХТГЗ), начавший строить одноцилиндровые турбины мощностью 50 000 кВт. Этот завод в 1938 г. выпустил турбину мощностью 100 000 кВт при 1500 об/мин на параметры пара 28,5 бар и 400°С. Во второй пятилетке ЛМЗ выпустил серию конденсационных турбин

мощностью 25000 ÷ 100 000 кВт при 3000 об/мин с начальными параметрами пара 88 бар и 500°С. В 1952 г. на ЛМЗ создана паровая турбина мощностью 150 000 кВт с $n=3000$ об/мин на сверхвысокие параметры пара 167 бар и 550°С. В настоящее время ЛМЗ развернул серийный выпуск теплофикационных турбин типов Т-50 и ПТ-50 с одним и двумя регулируемы отборами пара мощностью по 50 000 кВт на параметры пара 128 бар и 535°С. В 1957 г. ЛМЗ построил конденсационную турбину типа К-200-130 мощностью 200 000 кВт, рассчитанную на параметры пара 128 бар и 565°С, с промежуточным перегревом пара до 565°С, а в 1960 г. — конденсационную турбину мощностью 300 000 кВт на сверхкритические параметры пара 236 бар и 560°С, с промежуточным перегревом пара до 565°С, которая работает на ГРЭС. В настоящий момент такую турбину завод выпускает серийно.

ЛМЗ создал двухвальную и одновальную турбины мощностью по 800 000 кВт на параметры свежего пара 236 бар и 560°С, с промежуточным перегревом пара до 565°С, которые работают на ГРЭС. В настоящий момент на ЛМЗ готовится к выпуску одновальная турбина единичной мощностью 1 200 000 кВт на 3000 об/мин.

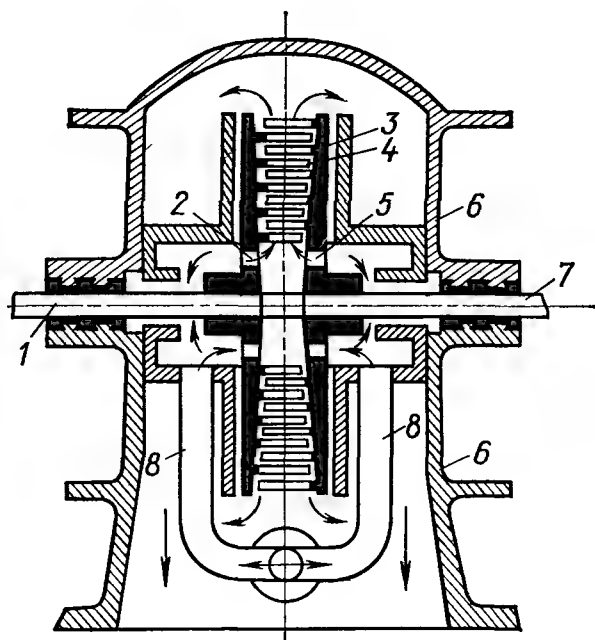


Рис. 1-6. Принципиальная схема радиальной турбины

ХТГЗ выпустил серии турбин мощностью $25\,000 \div 100\,000$ кВт как предвключенные, так и конденсационного типа на начальные параметры пара 88 бар и $(500 \div 535)^\circ\text{C}$, и на 128 бар и 565°C . На электростанциях работают серийного выпуска паровые турбины ХТГЗ мощностью по 160 000 кВт на параметры свежего пара 128 бар и 565°C с промежуточным перегревом пара до 565°C . На ГРЭС эксплуатируются паровые турбины ХТГЗ мощностью по 300 000 кВт на параметры свежего пара 236 бар и 560°C с промежуточным перегревом пара до 565°C , а также на Назаровской ГРЭС освоена одновальная паровая турбина мощностью 500 000 кВт.

С 1936 г. турбостроение начало развиваться на НЗЛ. Этот завод кроме паровых турбин средней мощности для привода электрических генераторов выпускает специальные паровые турбины для привода компрессоров и воздуходувок, являясь крупным поставщиком этого оборудования. НЗЛ строит также газовые турбины небольшой мощности для привода электрических генераторов и привода нагнетателей, используемых на магистральных газопроводах для подачи газа в города и на промышленные предприятия.

Перед началом Отечественной войны вступил в строй турбомоторный завод (ТМЗ) в г. Свердловске, который строит теплофикационные турбины с регулируемыми отборами пара мощностью 12 000; 25 000; 50 000 и 100 000 кВт, а также и газовые турбины небольшой мощности. В настоящий момент ТМЗ строит теплофикационные турбины мощностью 250 000 кВт на давление свежего пара 236 бар и температуру 560°C , которые работают на мощных ТЭЦ.

В 1950 г. вступил в строй Калужский турбинный завод (КТЗ), который развернул строительство различного типа серийных турбин: конденсационных — без отбора и с одним-двумя регулируемыми отборами пара; турбин с противодавлением — без отбора и с одним регулируемым отбором пара. Все турбины, выпускаемые КТЗ, имеют невысокие параметры пара: 34,5 бар и 435°C , а также 88 бар и 535°C и небольшую единичную мощность—до 25 000 кВт. Турбины КТЗ находят очень широкое применение в различных областях промышленности.

Большой заслугой советских ученых и инженеров является пуск в 1954 г. первой промышленной электростанции, работающей на атомной энергии. Первичным двигателем на этой электростанции также является паровая турбина. В 1958 г. вступила в строй первая очередь новой советской атомной электростанции мощностью 100 000 кВт. Строительство паровых турбин для атомных электростанций, работающих на насыщенном паре, сосредоточено на ХТГЗ. В настоящий момент завод строит паровые турбины единичной мощностью $70\,000 \div 75\,000$ и 220 000 кВт на 3000 об/мин. Кроме того, на заводе строят турбины единичной мощностью по 500 000 кВт на работу сухим насыщенным паром с давлением 65 бар.

§ 1-2. Паротурбинные установки и их термический к. п. д.

Простейшая схема паросиловой установки, в которой паровая турбина является одним из ее элементов, показана на рис. 1-7. Идеальный цикл Ренкина без учета тепловых потерь и потерь давления пред-

ставлен в $T-s$ -диаграмме на рис. 1-8. Питательный насос 1 (см. рис. 1-7) повышает давление воды от давления в конденсаторе p_k до давления рабочего пара p_0 и подает ее в котел 2. Процесс адиабатного сжатия воды насосом в утрированном масштабе показан линией $a'a$ (см. рис. 1-8). В котле вода нагревается по линии ab до температуры кипения и кипит по линии bc при $T = \text{const}$. В пароперегревателе 3 температура пара повышается до рабочей температуры перед турбиной T_0 (линия cd). Пар из пароперегревателя с энтальпией i_0 поступает в турбину 4 и, расширяясь в ней от давления p_0 до p_k , совершает работу L_T (линия de , рис. 1-8). Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор 6, где и конденсируется при постоянных p_k и энтальпии i'_k , отдавая скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде (линия ea').

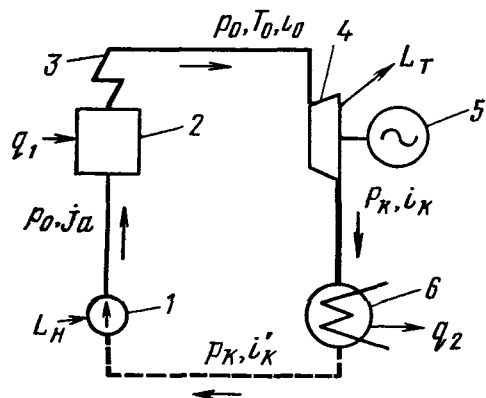


Рис. 1-7. Принципиальная схема паросиловой установки

Тепло, сообщенное пару в котле и пароперегревателе, в $T-s$ -диаграмме (см. рис. 1-8) изображается площадью $1-a-b-c-d-2-1$. Это тепло в тепловых единицах для 1 кг пара

$$q_1 = i_0 - j_a,$$

где j_a — энтальпия питательной воды при входе в котел, кДж/кг.

Площадь, заштрихованная в $T-s$ -диаграмме, эквивалентна работе L , совершенной 1 кг пара. Площадь $1-a'-e-2-1$ обуславливает потерю тепла 1 кг пара, отдаваемого охлаждающей воде:

$$q_2 = i_{kt} - i'_k,$$

где i_{kt} — энтальпия отработавшего пара при адиабатном его расширении, кДж/кг (рис. 1-9); i'_k — энтальпия конденсата, кДж/кг.

В рассмотренном замкнутом цикле работа 1 кг пара в тепловых единицах

$$L = q_1 - q_2 = (i_0 - j_a) - (i_{kt} - i'_k).$$

Это уравнение можно представить так:

$$L = (i_0 - i_{kt}) - (j_a - i'_k) = L_T - L_H, \quad (1-1)$$

где $L_T = i_0 - i_{kt}$ — работа 1 кг пара в идеальной турбине, называется располагаемой работой, кДж/кг; $L_H = j_a - i'_k$ — работа, затрачиваемая в насосе, кДж/кг.

Абсолютный (термический) к. п. д. идеальной паротурбинной установки

$$\eta_t = L/q_1 = [(i_0 - i_{kt}) - (j_a - i'_k)]/(i_0 - j_a). \quad (1-2)$$

Это выражение можно переписать так:

$$\eta_t = [(i_0 - i_{kt}) - (j_a - i'_k)] / [(i_0 - i'_k) - (j_a - i'_k)] .$$

Пренебрегая работой насоса, можно написать уравнение для определения абсолютного (термического) к. п. д. идеального цикла:

$$\eta_t = (i_0 - i_{kt}) / (i_0 - i'_k) = H_0 / (i_0 - i'_k) . \quad (1-3)$$

где H_0 — располагаемый перепад тепла (теплопадение) на турбину, кДж/кг.

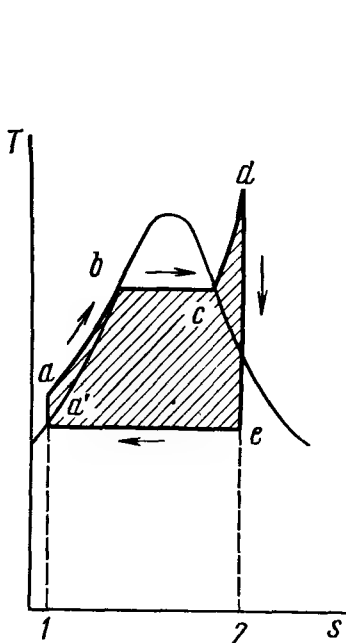


Рис. 1-8. T — S -диаграмма цикла Ренкина

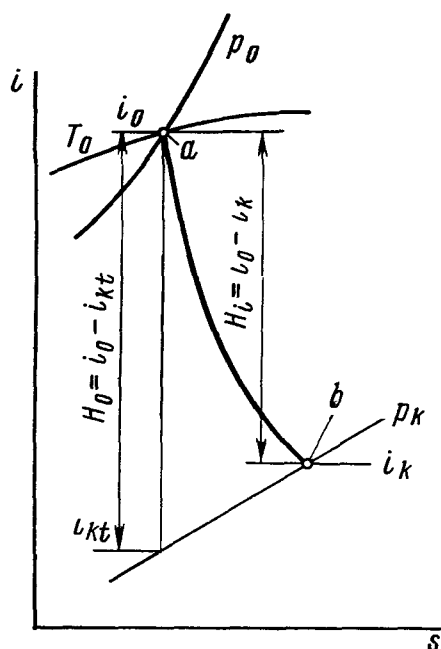


Рис. 1-9. Процесс расширения пара в i - s -диаграмме

В паровой турбине имеют место тепловые потери, которые снижают полезно использованное теплопадение до значения

$$H_i = H_0 - \sum h_m$$

где $\sum h_m$ — суммарные тепловые потери в турбине, кДж/кг.

Отношение использованного теплопадения к располагаемому называется относительным внутренним к. п. д.:

$$\eta_{0i} = H_i / H_0 = N_i / N_0, \quad (1-4)$$

где N_i — внутренняя мощность турбины, кВт; N_0 — располагаемая мощность идеальной турбины, кВт.

Турбина соединяется с генератором 5 (см. рис. 1-7) переменного тока или другой машиной специальными муфтами. Мощность, передаваемая от муфты турбины к валу приводимой машины, будет меньше ее внутренней мощности на величину механических потерь в опорных и упорных подшипниках турбины, генератора или другой маши-

ны, на привод системы регулирования и главного масляного насоса. В турбинах с водяными уплотнениями или водяными охлаждениями концов вала дополнительно затрачивается энергия на преодоление вредных сопротивлений.

Все перечисленные потери в турбине учитываются механическим к. п. д.

$$\eta_m = N_e / N_i, \quad (1-5)$$

где N_e — эффективная мощность турбины кВт.

Отношение N_e к N_0 называется относительным эффективным к. п. д.

$$\eta_{0e} = N_e / N_0 = (N_i \eta_m \eta_{0i}) / N_i = \eta_m \eta_{0i}. \quad (1-6)$$

Отношение мощности на зажимах генератора N_g к N_e называется к. п. д. генератора:

$$\eta_g = N_g / N_e. \quad (1-7)$$

Относительный электрический к. п. д.

$$\eta_{0g} = N_g / N_0 = N_0 \eta_{0i} \eta_m \eta_g / N_0 = \eta_{0i} \eta_m \eta_g = \eta_{0e} \eta_g. \quad (1-8)$$

Абсолютный электрический к. п. д.

$$\eta_{ig} = \eta_{0g} \eta_t = \eta_{0i} \eta_t \eta_m \eta_g = \eta_i \eta_m \eta_g = \eta_e \eta_g, \quad (1-9)$$

где η_i , η_e — абсолютные внутренний и эффективный к. п. д.

Внутренняя мощность турбины

$$N_i = G_0 H_i, \quad (1-10)$$

где G_0 — секундный расход массы пара, кг/с.

Размерность этой величины

$$[N_i] = \text{кДж/с} = \text{кВт.}$$

Электрическая мощность турбины определяется из уравнения

$$N_g = G_0 H_0 \eta_{0i} \eta_m \eta_g = G_0 H_0 \eta_{0e} \eta_g. \quad (1-11)$$

Удельный расход пара на 1 кВт·ч электрической энергии, кг/(кВт·ч),

$$d_g = D_0 / N_g = 3600 G_0 / (H_0 G_0 \eta_{0i} \eta_m \eta_g) = 3600 / (H_0 \eta_{0i} \eta_m \eta_g), \quad (1-12)$$

где $D_0 = 3600 G_0$ — часовой расход пара на турбину, кг/ч.

Удельный расход тепла на 1 кВт·ч электрической энергии, снимаемой с зажимов генератора,

$$\begin{aligned} q_g &= d_g (i_0 - i'_k) = 3600 (i_0 - i'_k) / (H_0 \eta_{0i} \eta_m \eta_g) = 3600 / (\eta_t \eta_{0i} \eta_m \eta_g) = \\ &= 3600 / \eta_{ig}. \end{aligned} \quad (1-13)$$

Максимальная экономичность турбины достигается минимальным расходом тепла. Из (1-13) следует, что с повышением η_t , η_{0i} , η_m и η_g уменьшается q_g и повышается экономичность турбины.

К. п. д. η_{oi} , η_m и η_r зависят от совершенства конструкции турбины и генератора. Для современных конструкций турбин достигнуты высокие значения к. п. д. Абсолютный к. п. д. идеального цикла зависит от параметров $(p_0$ и $T_0)$ свежего пара, от конечного давления отработавшего пара (p_k).

Удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч), для турбины с регенеративными отборами пара

$$q_s = d_s (i_0 - i_{п.в}), \quad (1-14)$$

где $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды за последним подогревателем высокого давления, кДж/кг.

Глава 1-2.

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

§ 1-3. Общие понятия о течении жидкости в лопаточных каналах

В основу расчета лопаточных каналов турбинных ступеней положена струйная теория течения жидкости Эйлера. Эта теория основана на предположении, что поток жидкости (жидкость, воздух, водяной пар и любой газ) является плоскопараллельным и что все параметры при движении ее изменяются только в одном направлении. Этому условию потока отвечает течение жидкости вдоль линий тока. Линией тока принято называть такую линию, выделенную из общего потока, в каждой точке которой вектор скорости направлен по касательной к этой линии. Кроме линий тока в курсах газодинамики рассматривают течения элементарных струек. Элементарной струйкой в потоке принято называть ту часть жидкости, которая ограничена поверхностью, состоящей из линий тока. Таким образом, с точки зрения струйной теории Эйлера, поток жидкости нужно рассматривать состоящим из конечного числа элементарных струй. Большим преимуществом струйной теории течения жидкости является ее простота. Струйная теория позволяет достаточно просто определять важные параметры турбинной ступени: среднее направление потока рабочего тела за лопатками, скорость потока, вращающий момент на лопатках турбинной ступени, а также работу пара отдельной ступени и турбины в целом. В силу своей простоты эта теория нашла большое признание у конструкторов турбин, широко применялась ими на первой стадии турбостроения и до сих пор используется при расчетах турбин. Однако действительный характер течения пара в турбинной ступени не соответствует струйному течению. Течение пара в турбинной ступени более сложно и по существу имеет пространственный характер.

Характер потока пара в турбинной ступени зависит от формы каналов, высоты лопаток, условий потока на входе в лопатки и т. д. Межлопаточные каналы турбинной ступени образуются профильными поверхностями лопаток и торцовыми стенками. Течение пара через кана-

лы лопаток сопряжено с некоторой потерей скорости. Чем больше потери скорости при обтекании профилей и торцов, образующих лопаточные каналы, тем ниже к. п. д. лопаток турбинной ступени и турбины в целом. Величина потерь энергии в турбинной ступени в основном зависит от геометрических характеристик сопловых и рабочих лопаток, от параметров ступени u/c_a , критериев Re' и M [1]. Газодинамические исследования решеток лопаток показывают, что на потери энергии помимо указанных параметров может оказывать значительное влияние структура потока на входе в лопатки из-за неравномерности, различных направлений струек потока по высоте и шагу решетки и т. д.

§ 1-4. Расширение пара в сопловых и направляющих каналах

Расширение пара сопровождается понижением его параметров. Процесс расширения связан с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую: с уменьшением энтальпии скорость истечения растет.

Из курса термодинамики известно, что в *идеальном случае* истечения пара из сопла (без учета теплообмена с внешней средой и потерь энергии на трение и вихревые движения) преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую подчиняется уравнению

$$i_0 - i_{1t} = (c_{1t}^2 - c_0^2)/2000, \quad (1-15)$$

где i_0, i_{1t} — начальное и конечное теплосодержание 1 кг массы пара, кДж/кг; c_0 — начальная скорость пара перед соплом, м/с; c_{1t} — теоретическая скорость пара по выходе из сопла, м/с.

Из (1-15) находим теоретическую (без учета потерь) скорость:

$$c_{1t} = \sqrt{2000(i_0 - i_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2000h_0 + c_0^2}, \quad (1-16)$$

где $h_0 = i_0 - i_{1t}$ — адиабатный тепловой перепад в сопловых или направляющих каналах, кДж/кг.

Если скорость c_0 невелика, то ею можно пренебречь, тогда

$$c_{1t} = \sqrt{2000h_0} = 44,7 \sqrt{h_0}. \quad (1-16')$$

В паротурбостроении широко распространены суживающиеся сопла с косым срезом и в редких случаях — расширяющиеся с косым срезом (рис. 1-10, а, б). Теоретические исследования показали, что давление пара при истечении его из сопла уменьшается только до некоторого отношения давлений $p_{кр}/p_0$, которое называют критическим: $\gamma_{кр} = p_{кр}/p_0$.

Из термо- и газодинамики известно, что $\gamma_{кр} = p_{кр}/p_0 = [2/(k+1)]^{\frac{k}{k-1}}$.

Для различных газов $\gamma_{кр}$ имеет различные значения:

$\gamma_{кр} = 0,5457$ — для перегретого пара;

$\gamma_{кр} = 0,5774$ — для сухого насыщенного пара.

При отношении давлений $p_{кр}/p_0 = \gamma_{кр}$ в выходном сечении сужающегося сопла достигается *критическая* скорость $c_{кр}$.

Из термодинамики известно, что эту скорость можно определить из уравнения

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 / \rho_0} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 v_0}, \quad (1-17)$$

где k — показатель адиабаты; p_0 — давление пара перед соплом Н/м²; ρ_0 , v_0 — соответственно плотность, кг/м³, и удельный объем пара перед соплом, м³/кг.

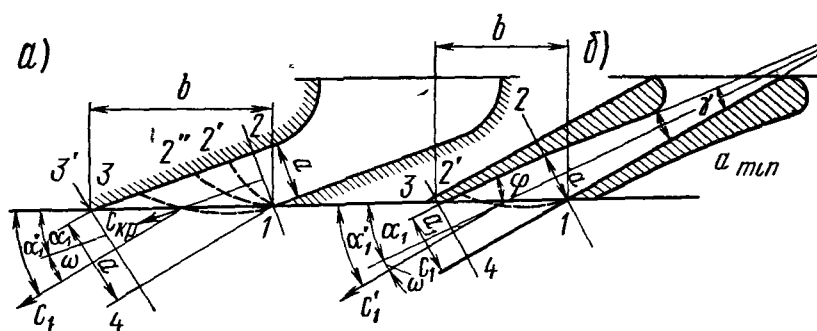


Рис. 1-10. Суживающиеся и расширяющиеся сопла с косым срезом

Численные значения k можно принимать:

$k = 1,3$ — для перегретого пара;

$k = 1,135$ — для сухого насыщенного пара;

$k = 1,035 + 0,1x$ — для насыщенного пара со степенью сухости x .

Подставляя численные значения k в (1-17), получаем скорость, м/с: для перегретого пара

$$c_{кр} = 336,0 \sqrt{p_0 v_0}; \quad (1-17')$$

для сухого насыщенного пара

$$c_{кр} = 326,0 \sqrt{p_0 v_0}, \quad (1-17'')$$

где p_0 — давление, бар.

Из (1-17) следует, что $c_{кр}$ зависит от p_0 , v_0 и k .

Для идеального газа

$$p_0 / \rho_0 = p_0 v_0 = RT_0, \quad (1-18)$$

где R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); T_0 — температура пара перед соплом, К.

Если давление за соплом $p_1 > p_{кр} = \gamma_{кр} p_0$, то расширение происходит лишь до давления p_1 ; при этом скорость пара по выходе из сопла будет ниже $c_{кр}$. При расширении пара в сопле до давления $p_1 < \gamma_{кр} p_0$ и соответственно при $c_1 > c_{кр}$ применяются специальные расширяющиеся сопла или расширение происходит в косом срезе суживающегося сопла (см. рис. 1-10, а).

Для инженерных расчетов паровых турбин широко пользуются i — s -диаграммой, построенной для водяного пара. Состояние пара перед турбиной находится в соответствии с заданными параметрами. При расчете турбины обычно известны начальные параметры пара — p_0 , T_0 , а также p_2 .

На рис. 1-11 показан тепловой процесс расширения пара в промежуточной ступени с учетом потерь в соплах. В действительных условиях расширения пара в соплах имеют место потери на трение и вихревые движения, что снижает скорость потока. Эти потери повышают энтальпию пара за соплами. Таким образом, действительная энтальпия пара за соплом будет несколько выше теоретического, т. е. $i_1 > i_{1t}$.

Действительная скорость выхода потока из сопла:

при $c_0 > 0$

$$c'_1 = \varphi c'_{1t} = \varphi_1 \sqrt{2000 (i_0^* - i_{1t}) + c_0^2} = \\ = \sqrt{2000 (i_0^* - i'_1) + c_0^2}; \quad (1-19)$$

при $c_0 = 0$

$$c_1 = \varphi_1 c_{1t} = \varphi \sqrt{2000 (i_0 - i_{1t})} = 44,7 \sqrt{i_0 - i_{1t}}, \quad (1-20)$$

где $\varphi = c_1/c_{1t}$ и $\varphi_1 = c'_1/c'_{1t}$ — скоростные коэффициенты, численные значения их меньше единицы.

Скоростной коэффициент сопел и направляющих лопаток зависит от многих факторов: геометрических размеров сопел и направляющих лопаток, тщательности обработки их поверхности и т. д. Он может колебаться в больших пределах от нижнего (0,91 ÷ 0,93) до верхнего (0,96 ÷ 0,98). Для современных турбин большой единичной мощности, обладающих высокой экономичностью, $\varphi = 0,96 \div 0,98$.

Тепловые потери в сопловых и направляющих лопатках на 1 кг массы рабочего тела, кДж/кг:

при $c_0 > 0$

$$h'_c = (c'^2_{1t} - c'^2_1) / 2000 = (1 - \varphi^2) c'^2_{1t} / 2000 = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000 = \\ = (1 - \varphi^2) [(i_0 - i_{1t}) + c_0^2 / 2000] = (1 - \varphi^2) (h_0 + c_0^2 / 2000), \quad (1-21)$$

при $c_0 = 0$

$$h_c = (c^2_{1t} - c^2_1) / 2000 = (1 - \varphi^2) c^2_{1t} / 2000 = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000 = \\ = (1 - \varphi^2) (i_0 - i_{1t}) = (1 - \varphi^2) (i_0 - i_{1t}) = (1 - \varphi^2) h_0. \quad (1-21')$$

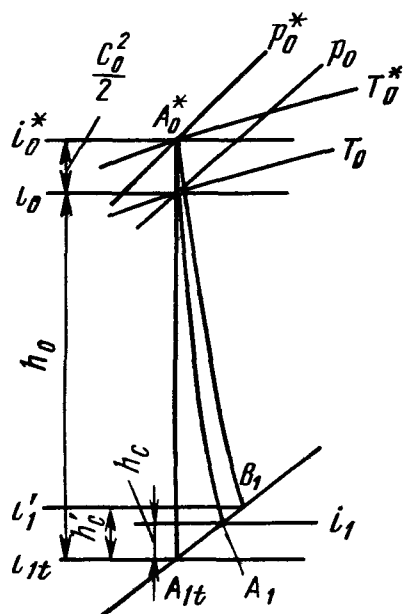


Рис. 1-11. Тепловой процесс расширения пара в промежуточной ступени с учетом тепловых потерь в соплах

§ 1-5. Расширение пара в косом срезе сопла

Сопла в паровых турбинах устанавливаются под некоторым углом к плоскости вращения рабочих лопаток, вследствие чего в выходной части сопел образуются косые срезы (см. рис. 1-10). Процесс расширения пара в соплах с косым срезом имеет свои особенности.

Суживающееся сопло. При $p_1/p_{10} \leq \gamma_{кр}$ и соответственно при $p_1/p_{10}^* \geq \gamma_{кр}$ процесс расширения пара в сопле с косым срезом будет иметь следующие особенности. Расширение пара от начального состояния p_{10} или p_{10}^* происходит на участке сопла до минимального выходного сечения так же, как и в суживающейся части сопла с косым и без косого среза. Минимальное выходное сечение сопла (сечения 1—2 на рис. 1-10, а)

$$f_{\min} = al,$$

где a — ширина горла сопла; l — высота сопла.

Таким образом, в минимальном выходном сечении сопла устанавливается критическое давление $p_{кр}$ и получается критическая скорость истечения пара $c_{кр}$.

Расширение пара от $p_{кр}$ до p_1 с последующим приращением скорости от $c_{кр}$ до c_1 происходит уже в пределах косого среза сопла. При этом, как показали опыты, скорость истечения может быть значительно выше критической. В точке 1 сечения сопла 1—2 струя пара, покидая кромку сопла, попадает в пространство с давлением p_1 . Следовательно, в точке 1 давление пара понижается внезапно от $p_{кр}$ до p_1 . На участке 2—3 косого среза сопла расширение пара от $p_{кр}$ до p_1 происходит постепенно. Таким образом, из точки 1 можно провести пучок изобар в пределах изменения давлений от $p_{кр}$ до p_1 . На основании опытов изобары можно схематически представить в виде кривых 1—2, 1—2', 1—2'' и 1—3.

Расширение в косом срезе сопровождается отклонением струи пара от оси сопла, начиная с того сечения, в котором достигается критическая скорость $c_{кр}$. При этом направление потока в любом сечении косого среза сопла составляет с направлением изобар 1—2, 1—2', 1—2'' и т. п. так называемый угол Маха θ :

$$\sin \theta = c_s / c_1,$$

где c_s — скорость звука для соответствующего давления пара, м/с.

Приблизительно по линии 1—3 устанавливается предельное давление p_{1a} , до которого возможно расширение пара в косом срезе. Если давление за соплом $p_1 < p_{1a}$, то дальнейшее расширение будет происходить за пределами сопла и сопровождаться рассеиванием энергии без приращения скорости. Если давление за соплом $p_1 > p_{1a}$, то конечное давление p_1 установится уже в некотором промежуточном сечении косого среза (например, на изобаре 1—2''). Отклонение изобар от сечения 1—2 в косом срезе сопла обуславливается приращением удельного объема пара при его расширении от $p_{кр}$ до p_1 или p_{1a} , если $p_{1a} > p_1$. Ширина струи потока возрастает в соответствии

с направлением изобар. Таким образом, расширение пара в косом срезе сопла подчиняется тем же законам, что и в расширяющемся сопле. Легко показать, что возможная степень расширения пара в косом срезе будет тем больше, чем больше угол $(90^\circ - \alpha_1)$, т. е. чем меньше угол наклона сопла α_1 . В самом деле, при $(90^\circ - \alpha_1) = 0^\circ$ угол $\alpha_1 = 90^\circ$, т. е. нет косого среза и отсутствует возможность получить расширение пара с приращением скорости истечения выше критической. По мере увеличения угла $(90^\circ - \alpha_1)$ угол α_1 уменьшается, в связи с чем образуется косой срез сопла и появляется возможность для расширения в нем пара. Таким образом, предельно возможное расширение пара в косом срезе сопла зависит от угла наклона α_1 .

Для теплового расчета рабочих лопаток турбин очень важно знать направление паровой струи по выходе из сопла. Поэтому кроме угла наклона сопла α_1 необходимо знать угол отклонения струи пара ω от оси сопла при расширении потока в косом срезе. Для определения угла ω воспользуемся следующим методом. Введем следующие обозначения (см. рис. 1-10, а): a — ширина сопла в сечении 1—2; a_1 — ширина парового потока при выходе из сопла; l — высота сопла в сечении 1—2 (размер в плоскости, перпендикулярной плоскости чертежа); l_1 — высота парового потока после выхода из сопла (сечение 3'—4); $c_{кр}$ и $v_{кр} = 1/\rho_{кр}$ — соответственно критическая скорость истечения пара и удельный объем в минимальном сечении сопла $f_{\min}$ (сечение 1—2); c_1 и $v_1 = 1/\rho_1$ — соответственно скорость истечения пара и удельный объем в выходном сечении сопла; ρ — плотность пара кг/м^3 .

Так как через сечения 1—2 и 3'—4 протекает одно и то же количество пара, то можно записать

$$G = f_{\min} c_{кр}/v_{кр} = f_1 c_1/v_1, \quad (1-22)$$

где $f_{\min} = al$ и $f_1 = a_1 l_1$ — соответственно площади в сечениях 1—2 и 3'—4.

Подставляя в (1-22) вместо $f_{\min}$ и f_1 их значения и сокращая обе части уравнения на l , предполагая, что $l = l_1$, получаем

$$ac_{кр}/v_{кр} = a_1 c_1/v_1. \quad (1-23)$$

Из рисунка видно; что $a = b \sin \alpha_1$, $a_1 = b \sin (\alpha_1 + \omega)$.

Подставляя значения a и a_1 в (1-23), получаем

$$\sin \alpha_1 c_{кр}/v_{кр} = \sin (\alpha_1 + \omega) c_1/v_1. \quad (1-23')$$

Из (1-23'), обозначая $(\alpha_1 + \omega) = \alpha'_1$, окончательно получаем

$$\sin \alpha'_1 = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр}}{c_1} \cdot \frac{v_1}{v_{кр}} \sin \alpha_1. \quad (1-24)$$

Все величины в правой части (1-24) легко определяются, после чего можно найти угол наклона струи α'_1 и угол отклонения ω .

Кроме того, очевидно, что

$$\sin \alpha'_1 = (f_1/f_{\min}) \sin \alpha_1. \quad (1-25)$$

При максимальном расширении пара в косом срезе сопла, т. е. когда на линии 1—3 установится давление p_{1a} , угол отклонения ω_1 будет максимальным (предельно возможным).

Предельное отклонение паровой струи в косом срезе сопла можно найти следующим образом. При достижении в косом срезе сопла предельного давления p_{1a} на линии 1—3 угол наклона струи ($\alpha_1 + \omega_{np}$) можно приближенно считать равным углу Маха θ (во всех других сечениях косо́го среза $\theta \neq \alpha_1 + \omega_{np}$). Этот угол определяется уравнением

$$\sin \theta = c_s / c_{1a}, \quad (1-26)$$

где c_s — скорость звука при давлении p_{1a} , м/с; c_{1a} — скорость истечения пара из сопла при расширении от начального состояния до давления p_{1a} , м/с.

Поэтому для предельного расширения пара в косом срезе сопла (1-24) можно представить в таком виде:

$$\sin (\alpha_1 + \omega_{np}) = \sin \theta = \frac{c_{кр}}{c_{1a}} \cdot \frac{v_{1a}}{v_{кр}} \sin \alpha'_1, \quad (1-26')$$

где v_{1a} — удельный объем пара при давлении p_{1a} .

С достаточным приближением можно положить, что $c_{кр}/c_{1a} \approx c_s/c_{1a}$. Тогда на основании (1-26) и (1-26')

$$1 = (v_{1a}/v_{кр}) \sin \alpha_1, \quad (1-27)$$

откуда

$$v_{1a} = v_{кр} / \sin \alpha_1. \quad (1-27')$$

Таким образом, уравнение (1-27') можно положить в основу расчета предельно возможного расширения пара в косом срезе суживающегося сопла. Расширение пара в косом срезе сопла до заданного давления за соплом p_1 возможно, если $v_{1a} \geq v_1$.

Расширяющееся сопло. В косом срезе расширяющегося сопла также возможно дополнительное расширение пара до давления ниже расчетного, например от p_1 до p'_1 . Отклонение струи в косом срезе расширяющегося сопла происходит за выходным сечением сопла 1—2 (см. рис. 1-10, б); в суживающемся сопле выходное сечение совпадает с горлом сопла.

Отклонение струи пара в косом срезе расширяющегося сопла можно определить по (1-24), заменив в нем $v_{кр}$ на v_1 и $c_{кр}$ на c_1 — для сечения 1—2 и v_1 на v'_1 и c_1 на c'_1 — для сечения 3—4:

$$\sin \alpha'_1 = \sin (\alpha_1 + \omega) = (c_1/c'_1) (v'_1/v_1) \sin \alpha_1. \quad (1-28)$$

Аналогично предыдущему для расширяющегося сопла можно написать следующее соотношение для оценки предельно возможного расширения в косом срезе:

$$v'_{1a} = (c'_s/c_1) (v_1/\sin \alpha_1), \quad (1-29)$$

где c_s' — скорость звука при параметрах пара в выходном сечении сопла 1—2.

Скорость c_s' можно определить по известному из термодинамики уравнению

$$c_s' = \sqrt{kp}, \quad (1-30)$$

в которое вместо p и v нужно подставить конечное давление за соплом p_1' , Н/м² и конечный удельный объем v_1' , (м³/кг).

С некоторым приближением c_s' можно принимать равной критической скорости в горле сопла $c_{кр}$. Величины c_1 и v_1 относятся к расчетному сечению сопла 1—2.

Если полученное из (1-29) значение $v_{1a}' \geq v_1'$, то расширение пара в косом срезе расширяющегося сопла возможно до конечного давления p_1' . Если же $v_{1a}' < v_1'$, то расширение пара в косом срезе расширяющегося сопла до давления p_1' становится невозможным.

§ 1-6. Расход пара через сопло

При критическом давлении и критических скоростях в выходном сечении суживающегося и минимальном сечении расширяющегося сопла устанавливается максимальный расход пара $G_{\max}$, численное значение которого можно определить по уравнению неразрывности струи:

$$G_{\max} = f_{\min} c_{кр} \rho_{кр} = f_{\min} (c_{кр}/v_{кр}), \quad (1-31)$$

где $\rho_{кр}$ и $v_{кр}$ — соответственно плотность, кг/м³, и удельный объем пара, м³/кг, при критическом давлении.

Подставляя в (1-31) вместо $c_{кр}$ его значение из (1-17), получаем

$$\begin{aligned} G_{\max} &= f_{\min} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{p_0 v_0}{v_{кр}}} = f_{\min} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{2/(k+1)} \frac{p_0^*}{v_0^*}} = \\ &= f_{\min} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} = \alpha f_{\min} \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}}, \end{aligned} \quad (1-32)$$

где p_0^* и v_0^* — приняты для общего случая с учетом параметров торможения, Н/м² и м³/кг;

$$v_{кр} = v_0^* \left/ \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \right.;$$

$\alpha = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ — коэффициент, зависящий от показателя ади-

абаты рабочего тела.

Подставляя численные значения k в (1-32), получаем для перегретого пара $k = 1,3$:

$$G_{\max} = 211 f_{\min} \sqrt{\rho_0^* / v_0^*}, \quad (1-32)$$

для сухого насыщенного пара $k = 1,135$:

$$G_{\max} = 201 f_{\min} \sqrt{\rho_0^* / v_0^*}. \quad (1-32')$$

Формула (1-32) позволяет определить максимальный расход рабочего тела через сопло при критических скоростях потока и идеально-адиабатном процессе расширения, т. е. без учета потерь. Действительный расход рабочего тела G_d может отличаться от теоретического. Отношение действительного расхода к теоретическому называют коэффициентом расхода $\mu = G_d / G_{\max}$. Коэффициент расхода при истечении перегретого пара из сопловых решеток, как показали опыты, $\mu = 0,97$, т. е. действительный расход будет в среднем на 3% меньше $G_{\max}$, определяемого по (1-32').

При истечении насыщенного пара и его состоянии, находящемся вблизи предельной кривой, как показали опыты, действительный расход пара получается примерно на 2% выше максимального, определяемого по (1-32'). Это увеличение расхода, как показал Стодола, объясняется переохлаждением пара при его расширении в соплах. Поэтому для перегретого и насыщенного пара можно применять экспериментальную формулу для определения максимального расхода пара:

$$G_{\max} = 205 f_{\min} \sqrt{\rho_0^* / v_0^*}. \quad (1-32''')$$

§ 1-7. Преобразование энергии парового потока на рабочих лопатках

На лопатках активной ступени. В активной ступени пар расширяется только в соплах. Тепловой перепад h_0 ступени превращается в кинетическую энергию полностью в соплах. На рабочих лопатках происходит лишь преобразование кинетической энергии в механическую работу. Паровой поток по выходе из сопел с абсолютной скоростью c_1 под углом α_1 к плоскости вращения лопаток поступает в каналы рабочих лопаток. Вследствие вращения последних скорость потока при входе в каналы рабочих лопаток относительно стенок этих каналов приобретает другую величину и направление. Эта скорость называется относительной скоростью при входе на рабочие лопатки w_1 (рис. 1-12, а). Ее величину и направление легко найти из треугольника скоростей (рис. 1-12, б). Угол β_1 , показывающий направление паровой струи при входе в каналы рабочих лопаток, называется *углом входа*. Для обеспечения безударного входа пара на рабочие лопатки входные кромки последних должны выполняться с наклоном к плоскости вращения под углом β_1 .

Скорость w_1 можно найти аналитически, пользуясь формулами для косоугольных треугольников:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}; \quad (1-33)$$

угол β_1 определяется из соотношения

$$\sin \beta_1 = (c_1 / w_1) \sin \alpha_1. \quad (1-34)$$

Струя пара вследствие кривизны канала меняет свое направление и покидает лопатки с относительной скоростью w_2 под углом β_2 к плоскости диска. Угол β_2 называется *выходным углом*. Угол β_2 обычно меньше β_1 :

$$\beta_2 = \beta_1 - (2 \div 10)^\circ,$$

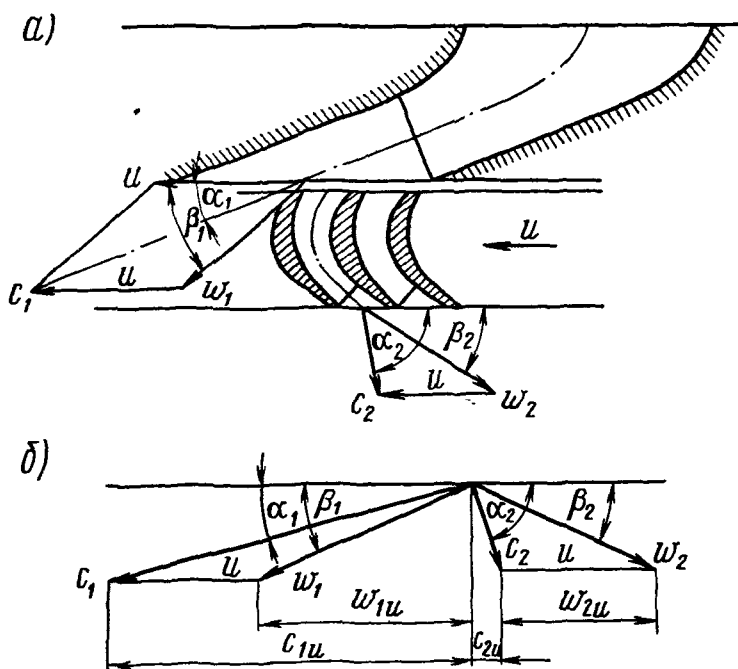


Рис. 1-12. Изменение скорости пара на лопатках активной ступени

Вследствие потерь в лопаточных каналах относительная скорость пара w_2 будет меньше скорости w_1 , т. е.

$$w_2 = \psi w_1, \quad (1-35)$$

где ψ — коэффициент скорости, учитывающий влияние вредных сопротивлений проходу пара через каналы рабочих лопаток.

Абсолютную скорость c_2 потока, покидающего рабочие лопатки, определяют геометрическим сложением скорости потока w_2 и окружной скорости u : скорость c_2 является диагональю параллелограмма, построенного на скоростях w_2 и u .

Скорость c_2 и угол α_2 можно определить и аналитически:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2}; \quad (1-36)$$

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u)/c_2. \quad (1-37)$$

При тепловом расчете ступени достаточно ограничиться построением треугольников скоростей, как это показано на рис. 1-12, б.

Зная изменение скоростей движения пара на венце ступени, можно определить и изменение кинетической энергии. Часть кинетической

энергии расходуется на преодоление вредных сопротивлений при ходе потока через каналы рабочих лопаток.

Тепловая потеря кинетической энергии 1 кг пара на рабочих лопатках

$$h_{\pi} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2000} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2000}, \quad (1-3)$$

где $w_1^2/2 \cdot 10^3$ — кинетическая энергия 1 кг пара при входе на рабочие лопатки, кДж/кг; $w_2^2/2 \cdot 10^3$ — кинетическая энергия 1 кг пара при выходе из рабочих лопаток, кДж/кг.

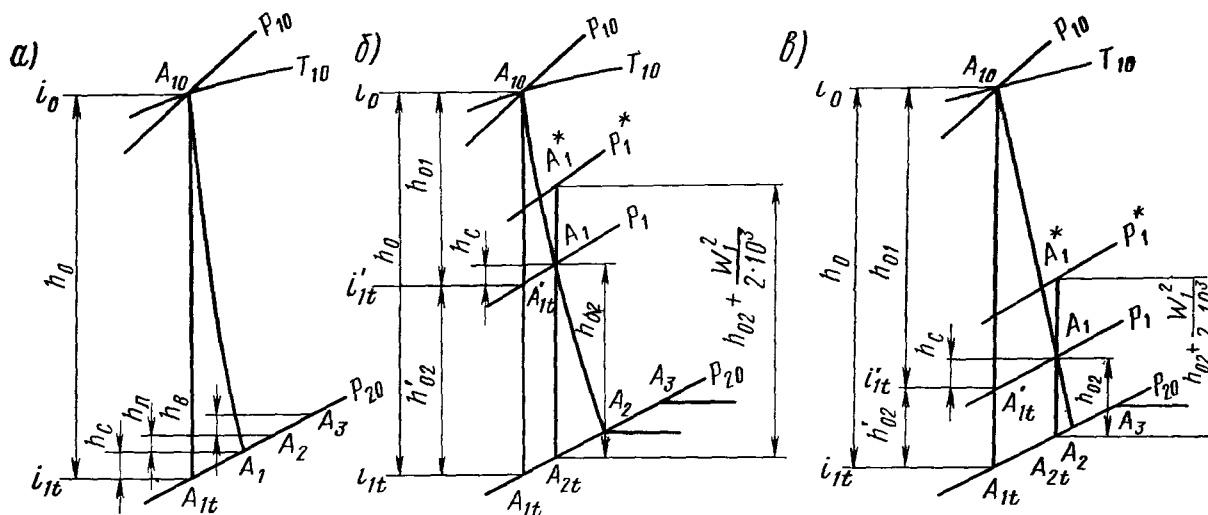


Рис. 1-13. Тепловой процесс на лопатках ступени с учетом потерь в i — s -диаграмме

Потеря энергии на рабочих лопатках h_{π} , которая получается в результате трения и преодоления других вредных сопротивлений, идет на нагревание пара. Таким образом, теплосодержание пара при проходе его через каналы рабочих лопаток возрастает на величину h_{π} . Скорость c_2 и соответственно скоростная энергия для данной ступени является потерей и называется потерей с выходной скоростью

$$h_v = c_2^2 / 2000. \quad (1-39)$$

Тепловой процесс на лопатках активной ступени с учетом потерь показан на рис. 1-13, а. Здесь от точек A_{1t} вверх по адиабате отложены потери h_c , h_{π} и h_v . Точки A_1 , A_2 и A_3 определяют состояния пара соответственно в выходных сечениях сопел, на рабочих лопатках и за их пределами (точка A_3).

На лопатках реактивной ступени. Изменение скорости пара на рабочих лопатках реактивной ступени показано на рис. 1-13, б. Располагаемый перепад тепла $h_0 = i_0 - i_{1t}$ распределяется в аксиальной реактивной ступени между направляющими и рабочими лопатками приблизительно поровну, т. е.

$$h_0 = h_{01} + h'_{02}; \quad h_{01} \approx h'_{02}, \quad (1-40)$$

где h_{01} и h'_{02} — располагаемые перепады тепла соответственно на направляющих и рабочих лопатках по основной адиабате A_1A_{1t} , кДж/кг.

Так как на направляющих лопатках имеются потери тепла h_c , то фактически располагаемый тепловой перепад на рабочих лопатках будет не h'_{02} , а h_{02} . Отношение перепада тепла, срабатываемого на рабочих лопатках, к располагаемому перепаду тепла всей ступени, называется *степенью реактивности* и обозначается буквой ρ , т. е.

$$h_{02}/h_0 = \rho, \quad (1-41)$$

или

$$h_{02} \approx \rho h_0.$$

На лопатках с любой степенью реактивности (рис. 1-13, в). Современные паровые турбины активного типа строятся с некоторой реактивностью на рабочих лопатках. Реактивность на лопатках ступеней является не постоянной, а постепенно увеличивается на каждой последующей ступени. При тепловом расчете турбины реактивность принимается с таким расчетом, чтобы проточная часть ее была плавно изменяющейся от ступени к ступени. На первых ступенях турбины реактивность принимается в пределах $(6 \div 15)\%$ от располагаемого теплового перепада ступени. В последних 2—3 ступенях современных турбин большой единичной мощности реактивность достигает $(30 \div 50)\%$.

На направляющих лопатках срабатывается тепловой перепад $h_{01} = i_0 - i'_{1t}$ и давление снижается от p_{10} до p_1 . Паровой поток по выходе с направляющих лопаток с абсолютной скоростью c_1 и углом наклона α_1 поступает в каналы рабочих лопаток.

Скорость пара по выходе из направляющих лопаток

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 44,7\varphi \sqrt{h_{01}} = 44,7\varphi \sqrt{(1-\rho) h_0}. \quad (1-42)$$

Скорость потока w_1 и угол β_1 определяются из треугольников скоростей или аналитически по (1-33) и (1-34).

На рабочих лопатках ступени происходит дальнейшее расширение пара с соответствующим приращением скорости и понижением давления от p_1 до p_{20} .

Располагаемая энергия 1 кг пара на рабочих лопатках складывается из кинетической энергии потока при поступлении на рабочие лопатки $[w_1^2 / (2 \cdot 10^3)]$ и теплового перепада h_{02} , т. е.

$$w_{2t}^2 / 2000 = w_1^2 / 2000 + h_{02}, \quad (1-43)$$

где w_{2t} — относительная теоретическая скорость потока в выходном сечении рабочих лопаток без учета потерь на лопатках.

Из (1-43) находим скорость пара:

$$w_{2t} = 44,7 \sqrt{w_1^2 / 2000 + h_{02}}. \quad (1-44)$$

Действительная относительная скорость пара по выходе с лопаток, т. е. скорость с учетом потери энергии в каналах лопаток,

$$\omega_2 = \psi \omega_{2t} = 44,7\psi \sqrt{\omega_1^2 / 2000 + h_{02}}. \quad (1-45)$$

Скорость c_2 и угол α_2 определяются из выходного треугольника скоростей, построенного по скорости ω_2 , углу β_2 и окружной скорости u .

Для лопаток реактивной ступени часто принимают $\alpha_1 = \beta_2$ и $\alpha_2 = \beta_1$ (рис. 1-14).

Тепловые потери на рабочих лопатках

$$\begin{aligned} h_{\pi} &= (\omega_{2t}^2 - \omega_2^2) / 2000 = (1 - \psi^2) \omega_{2t}^2 / 2000 = (1/\psi^2 - 1) \omega_2^2 / 2000 = \\ &= (1 - \psi^2) (\omega_1^2 / 2000 + h_{02}). \end{aligned} \quad (1-46)$$

Тепловые потери с выходной скоростью

$$h_{\text{в}} = c_2^2 / 2000 \quad (1-47)$$

Тепловые процессы на лопатках с различной реактивностью на ступенях в i - s -диаграмме (см. рис. 1-13, б, в) строятся следующим образом. Из точек A_{10} , характеризующих начальное состояние пара с параметрами p_{10} и T_{10} , проводится адиабата до пересечения с изобарой конечного давления p_{20} (за рабочими лопатками). Перепады тепла определяются отрезками $A_{10}A'_{1t}$ и срабатываются в сопловых каналах. Точки A'_{1t} показывают состояния пара за соплами без учета потерь на последних. При учете потерь состояния пара за направляющими лопатками будут определяться точками A_1 ; потери энергии на направляющих лопатках h_c :

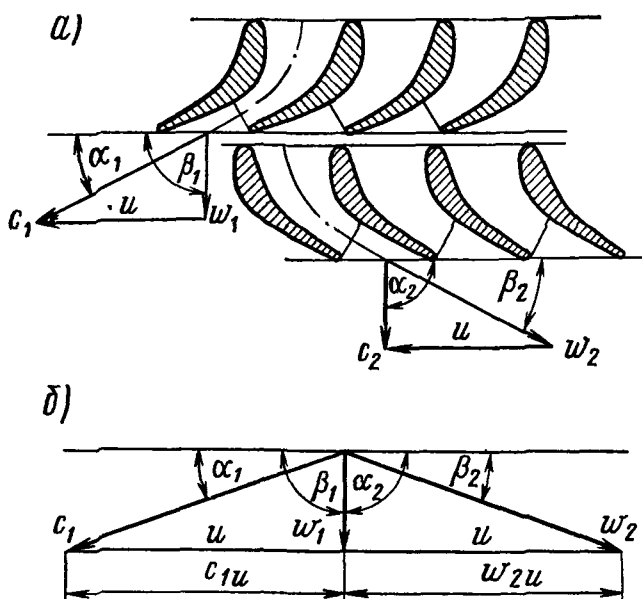


Рис. 1-14. Изменение скорости пара на рабочих лопатках реактивной ступени:

а) схема потока пара на лопатках; б) треугольники скоростей

$$h_c = (1 - \varphi^2) (h_{01} + c_0^2 / 2000),$$

$$h_c = (1 - \varphi^2) h_{01}.$$

В первом случае используется тепловая энергия пара по выходе с рабочих лопаток предшествующих ступеней, во втором случае она не используется.

В точках A_1 пар, обладающий относительной скоростью w_1 , имеет кинетическую энергию $w_1^2 / (2 \cdot 10^3)$ кДж/кг. Откладывая эти величины точек A_1 в виде отрезков $A_1A'_1$, в точках A'_1 найдем фиктивные сос-

тояния пара перед рабочими лопатками, определяемые так называемыми параметрами торможения. Если потоки пара, обладающие скоростями w_1 , при состояниях пара, определяемых точками A_1 , адиабатически затормозить до нулевой скорости, то параметры пара возрастут до состояний, определяемых точками A_1^* . Располагаемые энергии пара на рабочих лопатках в тепловых единицах определяются отрезками $A_1^*A_{2t}$ (см. рис. 1-13, б, в).

Следует иметь в виду, что адиабата A_1A_{2t} несколько больше отрезка $A_{1t}^*A_{1t}$, но разница незначительна.

Глава 1-3.

ПОТЕРИ В СТУПЕНЯХ ТУРБИНЫ, ИХ К. П. Д. И РАЗМЕРЫ ЛОПАТОК

§ 1-8. Классификация потерь

Все потери, возникающие в действительной турбине, можно разделить на две группы:

- 1) *потери внутренние*, т. е. непосредственно влияющие на изменение состояния рабочего тела при его расширении в турбине;
- 2) *потери внешние*, т. е. не влияющие на изменение состояния пара при его расширении в турбине.

К первой группе можно отнести потери: в клапанах; в соплах; на рабочих лопатках; с выходной скоростью; на трение диска и вентиляцию; через внутренние зазоры; от влажности пара; в выхлопном патрубке.

Ко второй группе относятся потери: механические; от утечек пара через концевые уплотнения вала.

§ 1-9. Внутренние потери

Потери в клапанах. Пар, поступающий в турбину, должен пройти через запорные и регулирующие органы, установленные перед турбиной: главный стопорный и регулирующие клапаны. Эти клапаны относятся непосредственно к турбине и составляют одну из ее конструктивных частей. Таким образом, состояние свежего пара перед турбиной характеризуется состоянием его перед стопорным клапаном. Протекание пара через стопорный и регулирующие клапаны сопровождается потерями давления, т. е. связано с дросселированием (мятием) пара. Можно принять, что при дросселировании пара его теплосодержание до и после дросселирования не изменяется, т. е. $i_0 = \text{const}$.

Вследствие начального дросселирования располагаемый теплоскоп в турбине уменьшается, т. е. появляются потери тепла от дросселирования: $\Delta H_k = H_0 - \Delta H_{в.п}$ (рис. 1-15).

В турбинах среднего давления величина потери от дросселирования при полностью открытых клапанах может составить до 5 % давления свежего пара. В современных паровых турбинах в связи с приме-

нием хорошо обтекаемых форм регулирующих клапанов удастся уменьшить потери давления до 3% от p_0 и ниже. При расчетах рекомендуется принимать потери давления от дросселирования в пределах

$$\Delta p_k = (0,03 \div 0,05) p_0. \quad (1-48)$$

Потери в соплах. Потери кинетической энергии в соплах возникают при обтекании профилей за счет потерь при поступлении рабо-

чего тела в сопла, трения частиц о стенки сопел и относительно друг друга, поворота струи, нарастания пограничного слоя, вихревых движений в кромочном следе за соплами (кромочные потери), концевых потерь у торцовых стенок и т. д.

Потери скорости истечения учитываются скоростным коэффициентом φ . Величина φ , как показали опыты, в основном зависит от размеров соплового канала (длины, высоты и радиуса кривизны), состояния поверхности стенок сопла и скорости рабочего тела, от формы канала и т. д. Скоростной коэффициент φ сильно зависит от высоты сопел: с уменьшением высоты он резко снижается. Коэффициент φ можно принимать при грубо отлитых соплах в пределах $0,93 \div 0,94$, при тщательно отлитых и обработанных соплах — $0,95 \div 0,96$ и при тщательно фрезерованных соплах — $0,96 \div 0,975$. До настоящего времени нет вполне надежных данных о влиянии на φ ряда факторов, как-то: малых скоростей (ниже 200 м/с), больших скоростей (выше 1000 м/с), состояния пара и т. д. Для оценки φ при расчете сопел рекомендуется график, приведенный на рис. 1-16. В расширяющихся соплах коэффициент φ зависит также от условий расширения пара. При

противодавлениях выше расчетного в случае появления скачка уплотнения коэффициент φ уменьшается, что приводит к увеличению потерь. При расчете сопла в этом случае следует принимать более низкое значение φ .

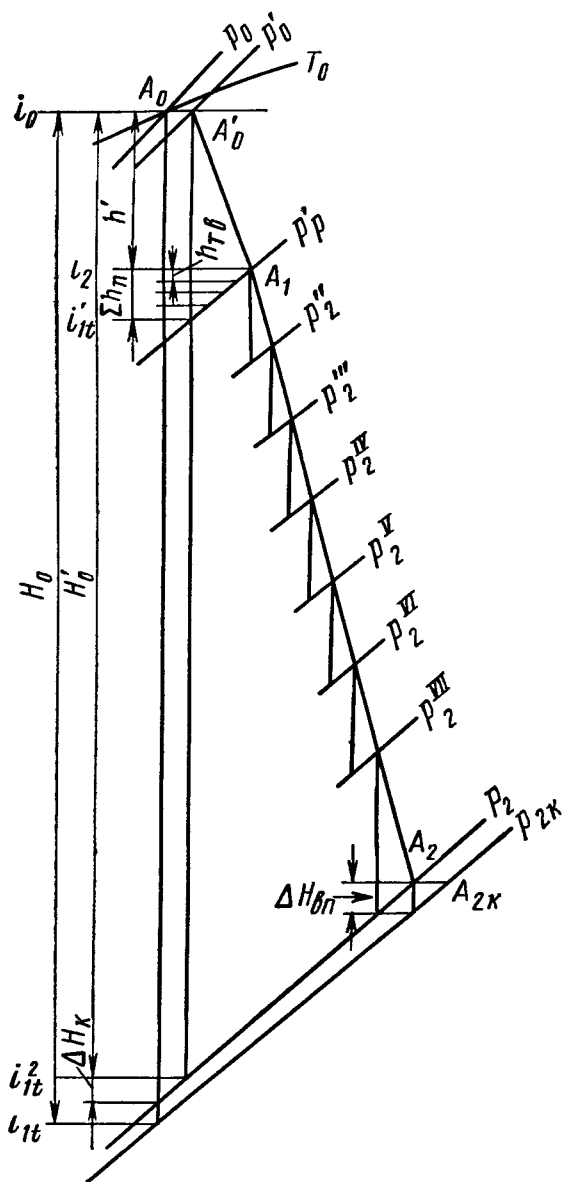


Рис. 1-15. Тепловые потери при входе в турбину, на ее ступенях и выхлопном патрубке

Величина потерь энергии в сопле определяется по (1-21) и (1-21').
 Вся энергия расширения пара за пределами косого среза сопла является потерянной.

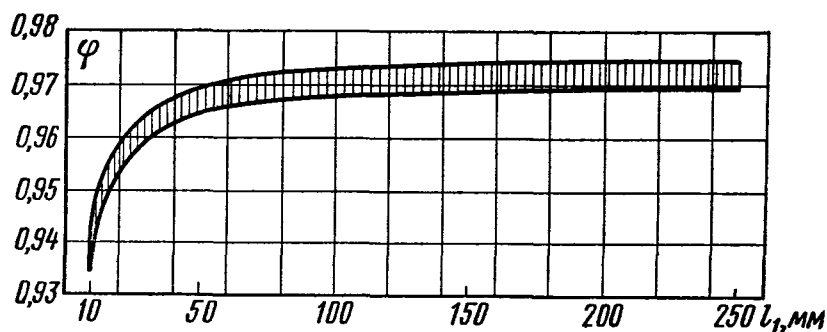


Рис. 1-16. Коэффициент скорости φ для сопловых лопаток с суживающимися каналами в зависимости от высоты сопла l

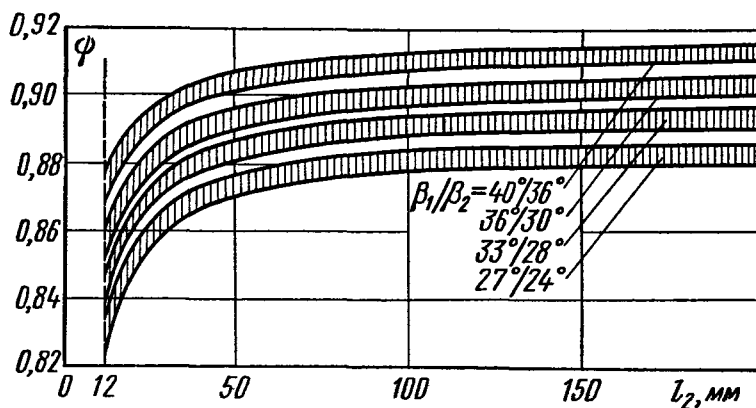


Рис. 1-17. Коэффициент скорости ψ для рабочих лопаток активных турбин в зависимости от высоты l_2 для лопаток различной кривизны

Потеря на рабочих лопатках. Суммарные потери энергии на лопатках учитываются скоростным коэффициентом ψ . Для оценки потерь на лопатках активных турбин можно пользоваться графиком, показанным на рис. 1-17. ψ для лопаток с умеренной реактивностью $\rho = 0,06 \div 0,12$ принимается на $(1,5 \div 2) \%$ выше, чем φ для активных лопаток; для реактивных лопаток $\rho = 0,5$ можно принимать $\psi = 0,96 \div 0,975$. Потери энергии в тепловых единицах определяются по (1-38) и (1-46).

Для уменьшения потерь на рабочих лопатках необходимо правильно подобрать соотношение размеров: шага t_1 , радиуса кривизны r , профиля лопатки и углов входа и выхода β_1 и β_2 . По Бриллиngu, наилучший шаг лопаток

$$t_1 = r / (\sin \beta_1 + \sin \beta_2). \quad (1-49)$$

Потери с выходной скоростью. По выходе с рабочих лопаток пар обладает абсолютной скоростью c_2 . В многоступенчатых турбинах ско-

ростная энергия отработавшего пара ступени может быть полностью или частично использована в соплах последующей ступени. Для возможности использования энергии от выходной скорости необходимо, чтобы зазор между рабочими лопатками предшествующей ступени и соплами следующей ступени был небольшим для безударного поступления пара в сопла и хорошего обтекания лопаток.

В случаях уменьшения электрической мощности конденсационной турбины уменьшаются тепловые перепады на 2—3 последних ступенях. Отношения u/c_d растут, особенно на последней ступени, появляется ударный вход пара на рабочие и сопловые лопатки указанных ступеней. В таких случаях кинетическая энергия от выходной скорости не может использоваться в соплах следующей ступени.

При большом зазоре между рабочими лопатками и соплами последующей ступени энергия выходной скорости полностью теряется. Таким образом, энергия выходной скорости полностью теряется, например, по выходе из рабочих лопаток регулировочного колеса, в ступени перед камерой отбора, при резком увеличении диаметра и за лопатками последней ступени.

Величина потерь энергии с выходной скоростью в тепловых единицах определяется по (1-47).

Выходные потери h_v повышают теплосодержание отработавшего пара и откладываются на $i-s$ -диаграмме после потерь h_c и h_d или после всех внутренних потерь в ступени, если h_v используются в соплах последующих ступеней.

Потери с выходной скоростью в последней ступени для турбин малой и средней мощностей при малых вакуумах обычно не больше 1—2% располагаемого теплоперепада в турбине. В турбинах большой мощности и в турбинах, работающих с глубоким вакуумом, эти потери могут достигать 3—4%, а иногда и больше.

Потери на трение дисков, вентиляцию и выколачивание. Между вращающимся диском и окружающим его паром возникает трение. Вращающийся диск захватывает находящиеся вблизи частицы рабочего тела и сообщает им ускорение. На преодоление трения и сообщение ускорения затрачивается определенное количество работы. Работа, затрачиваемая на преодоление указанных сопротивлений, вновь обращается в тепло и повышает теплосодержание.

При парциальном подводе рабочего тела на длине дуги, не занятой соплами, происходит вихревое движение в каналах лопаток. Оно обуславливает вентиляционные потери, которые складываются в основном из следующих составляющих: трения и удара рабочего тела о лопатки; вентиляторного действия лопаток; прерывистого поступления рабочего тела на лопатки парциального диска. Кроме того, при парциальном впуске потока только та часть лопаточных каналов диска заполнена паром, которая в данный момент находится напротив сопел. Все остальные каналы лопаток заполнены нерабочим телом. При подходе этих каналов к соплам рабочий пар затрачивает часть энергии на выталкивание нерабочего пара. Потери энергии на выталкивание называют потерями на «выколачивание». На преодоление указанных

вредных сопротивлений требуется затрата механической работы, которая вызывает повышение теплосодержания пара.

Для определения потерь на трение и вентиляцию часто применяется эмпирическая формула Стодола

$$N_{т.в} = \lambda [1,07d^2 + 0,61z(1 - \epsilon) dl_2^{1,5}] u^3 \cdot 10^{-6} \rho, \quad (1-50)$$

где $N_{т.в}$ — мощность, затрачиваемая на трение диска и вентиляцию, кВт; λ — коэффициент, значение которого для воздуха и высокоперегретого пара принимают равным 1,0, для перегретого пара — в пределах 1,1 ÷ 1,2 и для насыщенного пара — 1,3; d — диаметр диска, измеренный посередине лопаток, м; z — число ступеней скорости на колесе; ϵ — степень парциальности впуска пара; l_2 — высота лопатки, см; u — окружная скорость на окружности среднего диаметра, м/с; ρ — плотность среды, в которой вращается диск, кг/м³.

Для двух- и трехвенечных дисков в (1-50) вместо l_2 подставляется средняя высота лопаток.

Потери на трение и вентиляцию в тепловых единицах

$$h_{т.в} = N_{т.в}/G, \quad (1-51)$$

где G — расход пара через ступень, кг/с; $h_{т.в}$ — повышение теплосодержания пара, эквивалентное затраченной работе на преодоление трения и вентиляцию, кДж/кг.

Потери на трение и вентиляцию $h_{т.в}$ откладываются на $i-s$ -диаграмме так же, как и потери h_c , h_d и h_b (см. рис. 1-15), где

$$\sum h_n = h_c + h_d + h_b + h_{т.в}. \quad (1-52)$$

Величина $h_{т.в}$ получается значительной для двух- и трехвенечных дисков с парциальным подводом, работающих в среде высокого давления. Для ступеней в части низкого давления турбины с полным подводом величина $h_{т.в}$ невелика. Для последней ступени паровых конденсационных турбин величиной $h_{т.в}$ можно пренебречь.

В реактивных турбинах при отсутствии дисков и с полным подводом пара к лопаткам потерями от трения обычно пренебрегают, так как при барабанной конструкции они незначительны, а потери на вентиляцию отсутствуют.

Потери через внутренние зазоры в активных турбинах. На рис. 1-18, а представлена схема ступени давления активной турбины. По обе стороны диафрагмы, закрепленной в корпусе, устанавливается разность давлений за счет расширения пара в соплах. Так как рабочие диски вращаются вместе с валом, а диафрагмы закреплены в корпусе турбины неподвижно, то между ступицей диска и диафрагмой имеется зазор (щель). Вследствие разности давлений по обе стороны диафрагмы через зазор протекает некоторое количество пара, минуя сопловой аппарат и не совершая полезной работы. Утечка через зазоры диафрагм вызывает повышение теплосодержания пара, выходящего из ступени, и представляет потерю, которую можно учесть при построении процесса на $i-s$ -диаграмме. Для уменьшения утечки между

внутренней расточкой диафрагмы и ступицами дисков устанавливаются специальные лабиринтовые уплотнения (рис. 1-18, б).

Потери тепловой энергии через зазоры между диафрагмой и валом турбины зависят от многих факторов: числа гребней уплотнения; величины радиальных зазоров; наличия или отсутствия разгрузочных отверстий в дисках последующих ступеней и т. д.

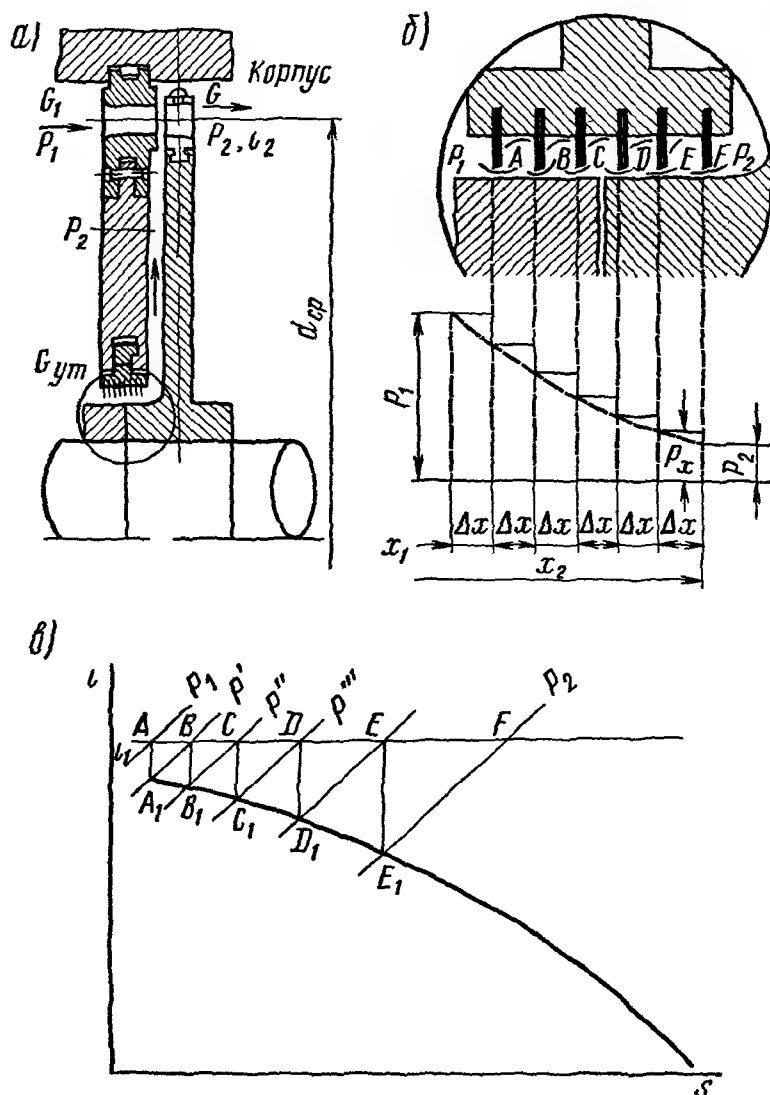


Рис. 1-18. Ступень давления активной турбины

Количество пара, протекающего через зазоры диафрагмы G_{yt} , не вырабатывает полезной мощности, а энтальпия его i_1 сохраняется без изменения.

Конструктивное расположение уплотнений диафрагмы (см. рис. 1-18, а) показывает, что утечки G_{yt} после диафрагмы поступают вместе с паром G_1 к рабочим лопаткам.

Количество тепловой энергии для основного потока пара за соплами равняется $G_1 i_1'$, где i_1' — энтальпия пара за соплами. Тепловая энергия пара, протекающего через зазоры диафрагмы, определяется из соотношения $G_{yt} i_1$. Для принятой схемы уплотнений диафрагмы оба

потока пара встречаются перед рабочими лопатками ступени. При идеальном их смешении перед рабочими лопатками будем иметь энтальпию смеси, равную $i_{\text{см}} = (G_1 i_1' + G_{\text{ут}} i_1) / (G_1 + G_{\text{ут}})$. Из этого равенства следует, что энтальпия смеси потоков $i_{\text{см}} > i_1'$. Однако это смешение потоков пара будет вызывать потери тепловой энергии на изменение скорости пара, поступающего из уплотнений к рабочим лопаткам. Протечки пара в количестве $G_{\text{пр}}$ через верхний зазор между корпусом турбины и ленточным бандажом также являются потерями тепловой энергии и понижают мощность турбины.

Разгрузочные отверстия в дисках и реактивность на рабочих лопатках сильно усложняют расчеты определения тепловых потерь через зазоры уплотнений в диафрагмах. С достаточным приближением можно положить, что величина $G_{\text{ут}} (i_1 - i_2')$ компенсирует тепловые потери: на поворот струи пара, поступающего к рабочим лопаткам; на протечки пара через радиальные зазоры между корпусом турбины и ленточным бандажом; на все комбинации потерь, которые связаны с протечками пара через отверстия в дисках, где i_2' — энтальпия пара за рабочими лопатками с учетом всех потерь, кроме утечек из уплотнения диафрагм.

Все величины, входящие в (1-53), кроме $G_{\text{ут}}$, известны из теплового расчета ступени. $G_{\text{ут}}$ определяется следующим способом. Давление пара перед диафрагмой равно p_1 , а за рабочим диском — p_2 . Следовательно, весь перепад давлений от p_1 до p_2 (ступень чисто активного типа) распределяется между лабиринтовыми камерами A, B, C, D, E и F . В первом зазоре (щели) давление снижается до p' . Скорость пара c , которую пар приобретает в щели в результате расширения, полностью теряется в камере A вследствие удара о стенки камеры и вихреобразования. Вследствие этого теплосодержание, понизившееся при расширении, вновь повышается до начального значения i_1 (рис. 1-18, в). В следующей щели давление снижается от p' до p'' . Скорость c , которая также возникает в щели при расширении пара, в камере B снова теряется, за счет чего энтальпия вновь повышается до начальной величины. То же самое происходит и в следующих лабиринтах. За последней щелью лабиринтового уплотнения давление падает до p_2 , а энтальпия из-за потерь повышается до i_1 . Здесь пренебрегаем потерей тепла через вал турбины и обойму уплотнений.

На рис. 1-18, в схематично представлена часть i — s -диаграммы, показывающей тепловой процесс расширения рабочего тела в лабиринтах диафрагмы при $p = \text{const}$. Линиями AA_1, BB_1, CC_1 и т. д. изображается адиабатическое расширение в зазорах (щелях). Отрезки изобар A_1B, B_1C, C_1D и т. д. показывают повышение энтальпии за счет гашения скорости в камерах.

Для любой щели можно применить уравнение неразрывности струи

$$G_{\text{ут}} v = f_s c, \quad (1-53)$$

где v — удельный объем пара в щели (в точках A_1, B_1, C_1 и т. д.), $\text{м}^3/\text{кг}$; c — скорость в щели при адиабатном расширении, $\text{м}/\text{с}$; $f_s = \pi ds$ — площадь кольцевой щели, м^2 ; s — величина радиального зазора, м ; d — диаметр ступицы диска, м .

Так как через каждую щель проходит одно и то же количество рабочего тела $G_{\text{ут}}$, то, считая площади кольцевых зазоров f_s для всех щелей одинаковыми, можно записать

$$c/v = G_{\text{ут}}/f_s = \text{const.} \quad (1-54)$$

Для уплотнений с разными диаметрами это уравнение будет приближенным.

По мере расширения пара в зазорах удельный объем непрерывно возрастает. Следовательно, для сохранения условия (1-54) скорость c от зазора к зазору должна увеличиваться, т. е. в каждом последующем зазоре должны возрастать тепловые перепады (см. рис. 1-18, в). Таким образом, максимальная скорость потока достигается в последнем лабиринте, и она может достичь величины, равной критической скорости. При определении утечек через лабиринтовые уплотнения нужно иметь в виду два случая: 1) скорость потока в зазоре последнего лабиринта меньше критической и 2) эта скорость равна критической.

Для небольшой разности давлений $(p' - p'')$ по обе стороны гребня уплотнений (при $c < c_{\text{кр}}$) скорость пара в зазоре

$$c = 316,2\mu \sqrt{2(p' - p'')}v, \quad (1-55)$$

где μ — коэффициент расхода, учитывающий не только потери при расширении в щели, но и степень использования скорости из предыдущего зазора; v — средний удельный объем пара между указанными давлениями; p' и p'' — давления, бар.

Коэффициент μ зависит от конструкции лабиринтовых уплотнений. Величина утечек пара через щель

$$G_{\text{ут}} = f_s c/v = 316,2\mu f_s \sqrt{2(p' - p'')/v}. \quad (1-56)$$

Это уравнение можно представить в таком виде:

$$\frac{p' - p''}{v} = \frac{1}{2} \left(\frac{G_{\text{ут}}}{316,2\mu f_s} \right)^2. \quad (1-57)$$

Так как точки A , B , C и т. д. (см. рис. 1-18, в), характеризующие состояние пара в каждой лабиринтовой камере, лежат на линии $i_1 = \text{const}$, то изменение состояния в лабиринтах с достаточной точностью подчиняется закону

$$p'v' = p''v'' = p_1v_1 = pv = \text{const} = B, \quad (1-58)$$

отсюда $v = B/p$, где B — постоянная величина.

Подставляя в (1-57) вместо v значение B/p , получаем

$$(p' - p'')p = \frac{B}{2} \left(\frac{G_{\text{ут}}}{316,2\mu f_s} \right)^2. \quad (1-59)$$

Обозначив $p' - p'' = -\Delta p$ и разделив обе части этого уравнения на Δx (см. рис. 1-18, б), будем иметь

$$(-\Delta p/\Delta x)p = \frac{BG_{\text{ут}}^2}{2 \cdot 316,2^2 \mu^2 f_s^2} \cdot \frac{1}{\Delta x} = \frac{a}{\Delta x}, \quad (1-60)$$

где

$$a = BG_{\text{ут}}^2 / (2 \cdot 316,2^2 \mu^2 f_s^2). \quad (1-61)$$

Для малой разности давлений с достаточной точностью можно положить

$$\Delta p / \Delta x = dp / dx.$$

Тогда (1-60) примет вид

$$-p (dp/dx) = a/\Delta x,$$

или

$$-p dp = (a/\Delta x) dx. \quad (1-62)$$

Интегрируя последнее уравнение в пределах от p_1 до p_2 и от x_1 до x_2 (см. рис. 1-18, б), находим

$$p_1^2 - p_2^2 = 2a \left(\frac{x_2 - x_1}{\Delta x} \right). \quad (1-63)$$

Из рис. 1-18, б следует, что $(x_2 - x_1)/\Delta x$ представляет собой число лабиринтов z .

Тогда, принимая во внимание последнее условие и заменяя B и a из (1-58), (1-61) и (1-63), получаем окончательно

$$G_{\text{ут}} = 316,2 \mu f_s \sqrt{(p_1^2 - p_2^2)/(p_1 v_1 z)}. \quad (1-64)$$

Если в последнем лабиринте возникает критическая скорость, то расход пара через щель этого лабиринта (а следовательно, через все уплотнение)

$$G_{\text{ут}} = 316,2 \alpha \mu f_s \sqrt{p_x/v_x} = 316,2 \alpha \mu f_s \sqrt{p_x^2/(p_1 v_1)}, \quad (1-65)$$

где p_x и v_x — соответственно давление, бар, и удельный объем пара в камере последнего лабиринта E , м³/кг.

Расход пара через предшествующие $(z - 1)$ лабиринты в соответствии с (1-64)

$$G_{\text{ут}} = 316,2 \mu f_s \sqrt{(p_1^2 - p_x^2)/[p_1 v_1 (z - 1)]}. \quad (1-66)$$

Приравнивая правые части уравнений (1-65) и (1-66), получаем

$$\alpha^2 p_x^2 = (p_1^2 - p_x^2)/(z - 1),$$

откуда

$$p_x^2 = p_1^2 / [\alpha^2 (z - 1) + 1]. \quad (1-67)$$

Подставляя значение p_x^2 из (1-67) в (1-65), находим

$$G_{\text{ут}} = 316,2 \alpha \mu f_s \sqrt{p_1^2 \{[\alpha^2 (z - 1) + 1] p_1 v_1\}}. \quad (1-68)$$

Для решения вопроса о том, в каких случаях нужно применять уравнение (1-64) и в каких — (1-68), нужно найти критическое давле-

ние пара в последнем лабиринте. Для любого газа можем принимать $p_{кр} = \gamma_{кр} p_x$. Заменяя в (1-67) p_x значением из последнего условия, получаем

$$p_{кр} = \gamma_{кр} p_1 \sqrt{1/[\alpha^2(z-1) + 1]}. \quad (1-69)$$

Подставляя в это уравнение численные значения $\gamma_{кр}$ и α , можем определить $p_{кр}$. Например, для перегретого пара можно принять $\gamma_{кр} = 0,55$ и $\alpha = 0,649$; тогда, подставляя эти значения в (1-69) и производя вычисления, получаем

$$p_{кр} = 0,55 p_1 \sqrt{1/[0,649^2(z-1) + 1]} = 0,85 p_1 / \sqrt{z + 1,375}. \quad (1-70)$$

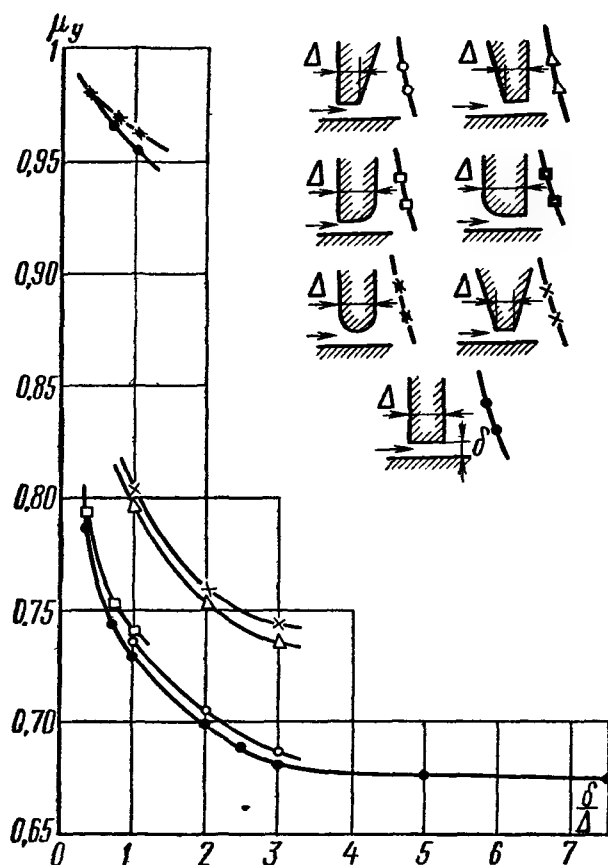
При заданных p_1 , p_2 и числе лабиринтов z утечки $G_{ут}$ определяются следующим образом. Если величина давления $p_{кр}$, полученная из

(1-70), окажется меньше p_2 , то скорость потока в последнем лабиринте меньше критической и расход пара $G_{ут}$ нужно определять по (1-64). Если же $p_{кр} > p_2$, то в последнем лабиринте скорость будет критическая и расчет утечек следует производить по (1-68).

Нужно заметить, что при критических скоростях потока в последнем лабиринте утечки через зазоры получаются большими, за счет чего заметно снижается экономичность турбины. Поэтому при конструировании лабиринтовых уплотнений подбирают такое число лабиринтов z , чтобы в последнем лабиринте было $\epsilon < \epsilon_{кр}$, что значительно может уменьшить утечки.

Коэффициент расхода μ для учета утечки из лабиринтовых уплотнений принимается в зависимости от конструкции лабиринтов, их толщины и зазора по рис. 1-19.

Рис. 1-19. Коэффициент расхода μ для учета утечки в лабиринтовых уплотнениях



Потери через внутренние зазоры в реактивных турбинах. На рис. 1-2 показана схема реактивной турбины. Направляющие лопатки закрепляются непосредственно в корпусе, а рабочие — в стенках барабана ротора. Таким образом, как между направляющими лопатками и барабаном ротора, так и между рабочими лопатками и корпусом турбины образуются радиальные кольцевые зазоры. Величина зазора δ , выбирается с таким расчетом, чтобы при работе турбины

движущиеся части не задевали за неподвижные. Так как по обе стороны направляющих и рабочих лопаток имеется перепад давлений, то через зазоры δ_r будет протекать некоторое количество пара, не совершая полезной работы.

При расчетах тепловую потерю через радиальные зазоры приближенно можно определять по формуле

$$h_{\text{вт}} = [\delta_r / (l \sin \alpha_1)] (i_0 - i_2), \quad (1-71)$$

где α_1 — угол наклона потока, выходящего из сопловых лопаток, град; δ_r — величина радиального зазора, мм; l — высота направляющих лопаток, мм; i_0 — энтальпия пара перед сопловыми лопатками, кДж/кг; i_2 — энтальпия пара за рабочими лопатками с учетом всех потерь, кроме утечек, кДж/кг.

Так как обычно в реактивной ступени $\alpha_1 \approx \beta_2$, то (1-71) пригодна и для оценки утечки через зазоры между рабочими лопатками и корпусом, т. е. для ступени в целом.

Потери от влажности пара. В турбинах конденсационного типа несколько последних ступеней обычно работает в области влажного пара, в результате чего образуются капельки воды. Эти капельки под действием центробежной силы отбрасываются к периферии. Одновременно они получают ускорение от частиц пара основного потока, движущегося со скоростью c_1 . Таким образом, на сообщение ускорения капелькам воды расходуется некоторое количество энергии. Вследствие того что абсолютная скорость пара c_1 значительно больше скорости частичек воды $c_{1в}$, направление вектора относительной скорости $w_{1в}$ входа капель воды на рабочие лопатки отлично от направления входа пара. Капельки воды движутся под углом к спинкам рабочих лопаток, вследствие чего последние испытывают удары о капли воды. Удары капелек воды в спинки лопаток не проходят бесследно для работы ступени. С одной стороны, входные кромки рабочих лопаток, как показал опыт эксплуатации паровых турбин, подвергаются износу. С другой стороны, требуется некоторое количество энергии на преодоление тормозящего действия, оказываемого на рабочие лопатки частичками воды.

В области влажного пара в связи с частичным выделением влаги работу совершает не все количество пара, проходящего через ступень, а только часть его. Та часть пара, которая в процессе расширения превращается в воду, определяет основную составляющую потерь от влажности. С достаточной для практических целей точностью потери от влажности пара можно определять по уравнению

$$h_{\text{вл}} = (1 - x) h_i, \quad (1-72)$$

где h_i — использованный перепад тепла на ступени с учетом всех потерь, кроме потери от влажности, кДж/кг; x — средняя степень сухости пара в ступени:

$$x = (x_1 + x_2)/2,$$

где x_1 и x_2 — степени сухости пара соответственно перед соплами и за рабочими лопатками.

Потери в выпускном патрубке. Отработавший пар турбины отводится через выпускной патрубок с некоторой скоростью. Для создания скорости затрачивается перепад давления.

В паровых турбинах с противодавлением скорости пара в выпускных патрубках относительно невелики ($40 \div 60$ м/с). В конденсационных турбинах скорости в выпускных патрубках достигают значений $100 \div 120$ м/с. Кинетическая энергия, с которой пар покидает турбину, обуславливается потерей давления. Величина потерь давления в выпускном патрубке при расчетах турбомашин

$$\Delta p_{\text{п}} = p_2 - p_{2\text{к}} = \lambda (c_{\text{п}}/100)^2 p_{2\text{к}}, \quad (1-73)$$

где p_2 — давление пара за лопатками турбины; $p_{2\text{к}}$ — давление пара при входе в конденсатор; $c_{\text{п}}$ — скорость пара в выпускном патрубке; $\lambda = 0,07 \div 0,1$ — коэффициент.

Тепловые потери в турбине повышают теплосодержание отработавшего пара, уменьшая полезно использованное тепло.

§ 1-10. Внешние потери

Механические потери. Эти потери обуславливаются затратой части энергии на преодоление сопротивлений в опорных и упорных подшипниках, включая опорные подшипники генератора или другой машины, соединенной с валом турбины, на приводы системы регулирования и главного масляного насоса. В турбинах с водяными уплотнениями или водяным охлаждением конца вала на преодоление вредных сопротивлений дополнительно затрачивается часть энергии. Водяные (гидравлические) затворы устанавливаются на паровых турбинах,

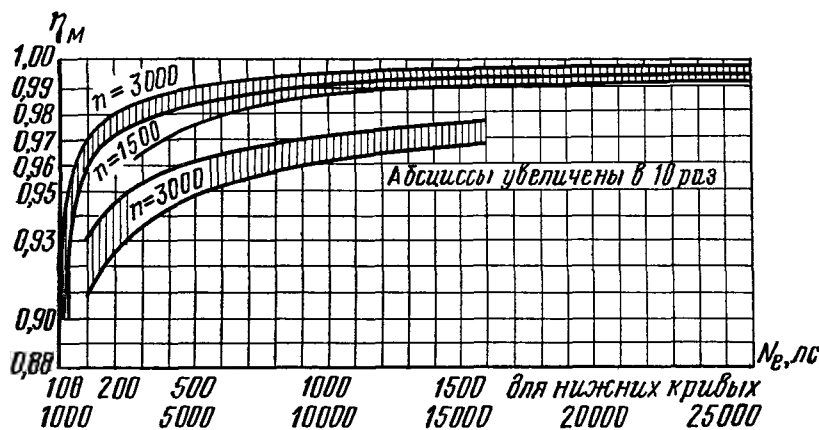


Рис. 1-20. Механический к. п. д. в зависимости от мощности турбины и ее числа оборотов

чаще для охлаждения концов вала турбины. Отечественные заводы СССР в настоящее время, как правило, не применяют водяные уплотнения. Механические потери в турбоагрегате учитываются механическим к.п.д. η_m , и сумму механических потерь можно определить опытным путем.

При расчетах можно пользоваться кривыми η_m , приведенными на рис. 1-20, которые дают представление о средней величине механического к.п.д. турбин разной мощности, находящихся в хорошем состоянии.

Потери от утечек через концевые уплотнения вала. В паровой турбине, при давлении пара в ее корпусе выше атмосферного, часть пара из турбины вытекает наружу через уплотнения вала. В конденсационной паровой турбине, со стороны отработавшего пара, во избежание подсоса воздуха в конденсатор к лабиринтовым уплотнениям вала подводится пар с давлением несколько выше атмосферного.

При расчете концевых уплотнений вала иногда необходимо определение числа лабиринтов по заданным расходам пара и перепаду давлений. В этом случае можно воспользоваться одним из уравнений (1-64) или (1-68). Затем по (1-70) определить $p_{кр}$ и сравнить его с давлением p_2 (давление среды, куда вытекает пар). Если окажется, что расчет произведен неправильно [см. примечание к (1-70)], то следует выполнить его заново, применив другое из уравнений (1-64) или (1-68).

§ 1-11. К. п. д. промежуточных ступеней турбины

Полезная работа ступени турбины оценивается относительным внутренним к.п.д. η_{0i} . К.п.д. η_{0i} промежуточной турбинной ступени

$$\eta_{0i} = h_i / E_{0p} = (E_0 - \sum h_{\pi}) / E_{0p} = [\mu h_v^{np} + h_0 - (h_c + h_{\lambda} + h_{tr} + h_{yt} + h_{вл} + h_v)] / (\mu h_v^{np} + h_0 - \mu h_v), \quad (1-74)$$

где $E_0 = \mu h_v^{np} + h_0$ — располагаемая энергия на ступени, кДж/кг; $c_2^{np}/2000 = h_v^{np}$ — тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени, частично используемая в соплах данной ступени, кДж/кг; $E_{0p} = E_0 - \mu h_v$ — располагаемая энергия на ступени за вычетом частичной энергии (μh_v) от выходной скорости, используемой в соплах последующей ступени, кДж/кг; $h_v = c_2^2/2000$ — потери с выходной скоростью, кДж/кг; μ — коэффициент использования энергии выходной скорости с рабочих лопаток (при расчетах принимают $\mu = 0,8 \div 1,0$); $h_c, h_{\lambda}, h_v, h_{т.в}, h_{yt}, h_{вл}$ — потери соответственно в соплах, на рабочих лопатках с выходной скоростью, на трение и вентиляцию, от утечек через радиальные зазоры и от влажности, кДж/кг.

На рис. 1-21 показаны тепловые процессы для промежуточных турбинных ступеней, в которых учтены частичные использования энергий от выходных скоростей с лопаток предыдущих ступеней, а также частичные использования энергий от выходных скоростей данных ступеней в соплах последующих.

Кинетическая энергия пара при входе в сопла цилиндров соответственно низкого, среднего и высокого давлений (ЦНД, ЦСД и ЦВД) из-за ее незначительной величины не учитывается при тепловом расчете этих ступеней. При частичном использовании кинетической энергии μh_v в последующей ступени каждого цилиндра к.п.д. η_{0i} подсчитывается по уравнению

$$\eta_{0i} = \frac{h_0 - (h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{т.в}} + h_{\text{ут}} + h_{\text{вл}} + h_{\text{в}})}{h_0 - \mu h_{\text{в}}} = \frac{h_i}{h_0 - \mu h_{\text{в}}} \quad (1-75)$$

Для ступеней, в которых учитывается $\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}}$ и не используется $\mu h_{\text{в}}$ (последние ступени цилиндров высокого и среднего давлений, последние ступени турбин и ступени перед разрывом проточной части),

$$\eta_{0i} = \frac{\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}} + h_0 - (h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{в}} + h_{\text{т.в}} + h_{\text{ут}} + h_{\text{вл}})}{\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}} + h_0} = \frac{h_i}{\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}} + h_0} \quad (1-76)$$

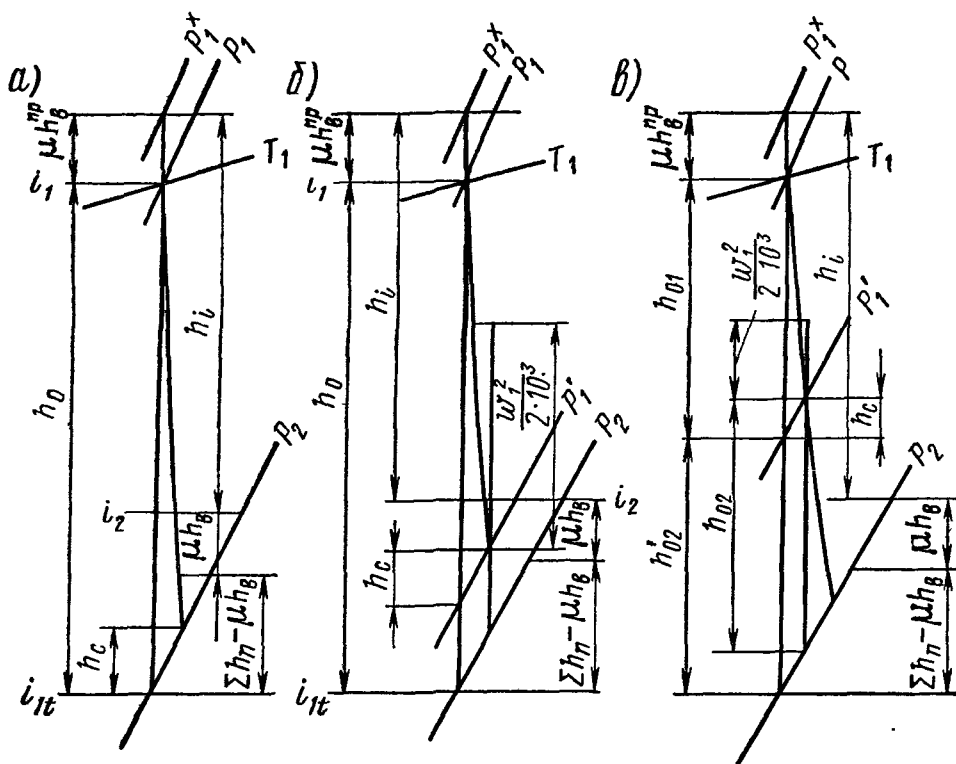


Рис. 1-21. Тепловые процессы в промежуточных ступенях турбины в i — s -диаграмме:

а) активной; б) с произвольной степенью реактивности; в) реактивной

Наконец, для ступеней, в которых не учитывается $\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}}$ и не используется $\mu h_{\text{в}}$ (регулирующие ступени с парциальным подводом),

$$\eta_{0i} = (h_0 - \sum h_{\text{л}})/h_0 = h_i/h_0 \quad (1-77)$$

В турбинах небольшой мощности, главным образом с противодавлением, для группы первых ступеней принимаются постоянные диаметры по средним окружностям, одинаковые отношения u/c_a и равные располагаемые тепловые перепады. В этом случае при равенстве скоростных коэффициентов ϕ и ψ будут равны полезно используемые тепловые перепады на ступенях при равенстве $h_{\text{в}}^{\text{пр}} = h_{\text{в}}$, и можно принимать $\mu_{\text{пр}} = \mu$. Тогда (1-74) примет вид

$$\eta_{0i} = \frac{\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}} + h_0 - (h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{т.в}} + h_{\text{ут}} + h_{\text{вл}} + h_{\text{в}})}{h_0} = \frac{h_i}{h_0} \quad (1-76')$$

При разработке проектов турбомашин стремятся для них получить высокие значения к.п.д. Известно, что к.п.д. турбомашин зависит от к.п.д. ее ступеней, а также что наивыгоднейшее (максимальное) значение к.п.д. ступени зависит от отношения окружной скорости u к скорости истечения пара из сопел, т. е. от u/c_1 . Ниже приводятся основные данные, которые можно использовать при проектировании ступеней турбины:

1) $(u/c_1)_н = 0,36 \div 0,40$ — для одновенечной одноступенчатой турбины или одновенечной регулирующей ступени многоступенчатой турбины;

2) $(u/c_1)_н = 0,20 \div 0,24$ — для одноступенчатой турбины с двумя венцами рабочих лопаток на диске или двухвенечной регулирующей ступени многоступенчатой турбины;

3) $(u/c_1)_н = 0,43 \div 0,54$ — для промежуточной ступени турбины при реактивности $(10-20)\%$ от h_0 ;

4) $(u/c_1)_н = 0,80 \div 1,00$ — для промежуточной ступени с реактивностью $\sim 50\%$ от h_0 .

§ 1-12. Определение размеров лопаток турбин

Размеры сопел. Подвод пара к соплам турбины называется полным, если сопла расположены по всей длине окружности и пар поступает сразу на все рабочие лопатки. Если же сопла расположены на части длины окружности, то такой подвод пара к ступени называют парциальным.

Отношение длины дуги m , занятой соплами, к длине окружности πd называется степенью парциальности впуска:

$$\epsilon = m/(\pi d) = tz/(\pi d), \quad (1-78)$$

где d — средний диаметр венца ступени, мм; t — шаг сопел по среднему диаметру, мм; z — число сопловых каналов.

Выходная площадь суживающегося сопла, нормальная к вектору скорости c_1 , определяется из соотношения

$$f_1 = alz, \quad (1-79)$$

где a — ширина выходного (минимального) сечения сопла, мм; l — высота сопла со стороны выхода пара, мм; z — число сопловых каналов.

Уравнение неразрывности для выходного сечения сопел ступени имеет вид

$$G_1 v_1 = f_1 c_1, \quad (1-80)$$

где G_1 — расход пара через сопла, кг/с; v_1 — удельный объем пара в выходном сечении сопла, м³/кг; c_1 — действительная скорость пара в выходном сечении сопла, м/с.

Из (1-78), (1-79) и (1-80) получаем

$$G_1 v_1 = al z c_1 = tlz \sin \alpha_1 = \pi d \epsilon l c_1 \sin \alpha_1. \quad (1-81)$$

Из последнего уравнения находим

$$l = G_1 v_1 / (\pi d \varepsilon c_1 \sin \alpha_1) \quad (1-82)$$

или

$$\varepsilon = G_1 v_1 / (\pi d l c_1 \sin \alpha_1). \quad (1-83)$$

Уравнения (1-82) и (1-83) позволяют определить основные размеры соплового аппарата. Так как все величины в этих уравнениях, кроме l и ε , известны из теплового расчета, то, принимая ε , определяем l по (1-82) или, задаваясь l , подсчитываем ε по (1-83).

Как будет показано ниже, потери энергии в соплах увеличиваются с уменьшением высоты сопел и степени парциальности впуска. Для турбин малых мощностей с малым пропуском пара при номинальном числе оборотов 3000 об/мин значения l и ε получаются малыми. В этих случаях для турбин мощностью до 4000 кВт стремятся повысить рабочее число оборотов до 5000÷6000 в минуту, а иногда и до более высоких значений, чтобы уменьшить диаметр рабочего колеса при одной и той же окружной скорости и тем самым получить более высокие значения l и ε .

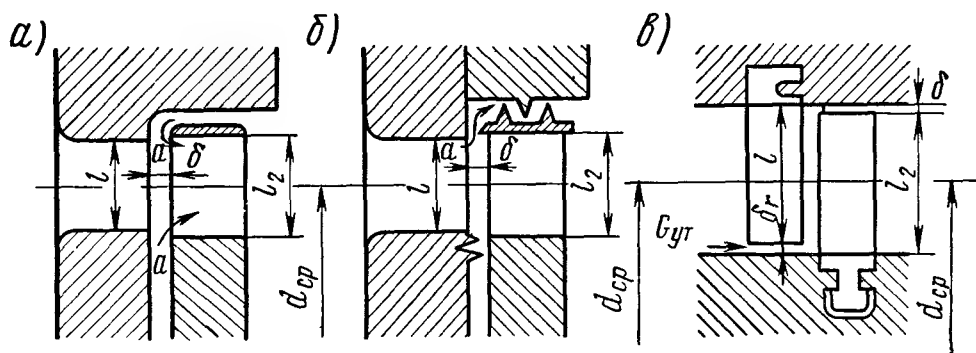


Рис. 1-22. Принципиальные схемы промежуточных ступеней: а) активной; б) с произвольной степенью реактивности; в) реактивной

Для турбин большой мощности при относительно высоких соплах степень парциальности достигает значения, близкого единице. При $\varepsilon = 1$ имеем

$$l = G_1 v_1 / (\pi d c_1 \sin \alpha_1). \quad (1-84)$$

При критических скоростях потока для определения выходного сечения суживающегося и минимального расширяющегося сопел применяется уравнение (1-32'')

$$f_{\text{мн}} = G_{\text{мзх}} / (205 \sqrt{p_0^* / v_0^*}). \quad (1-85)$$

Размеры рабочих лопаток. Входная высота лопатки (рис. 1-22) делается несколько больше высоты сопла. Для коротких лопаток l_2 принимается на 2÷4 мм больше, чем l . Для длинных лопаток разница между l_2 и l составляет 4 мм и больше (l_2 — высота рабочих лопаток на входе).

Выходное сечение каналов рабочих лопаток в направлении, перпендикулярном к направлению потока пара,

$$f_2 = Gv_2/w_2 \quad (1-86)$$

Выходное сечение лопаток в плоскости диска

$$f_{2a} = f_2/\sin \beta_2 = Gv_2/(w_2 \sin \beta_2). \quad (1-87)$$

С другой стороны, величину f_{2a} можно выразить следующим образом:

$$f_{2a} = a_1 l_2 \varepsilon z_1 / \sin \beta_2 = l_2 t_1 z \varepsilon = \pi d l_2 \varepsilon, \quad (1-88)$$

где d — диаметр рабочих лопаток по средней окружности; a_1 — ширина выходного сечения лопаток; t_1 — шаг лопаток по среднему диаметру; l_2 — выходная высота рабочей лопатки; z — число рабочих лопаток на диске.

Из (1-87) и (1-88) находим

$$l_2 = Gv_2/(\pi d \varepsilon w_2 \sin \beta_2). \quad (1-89)$$

При полном подводе пара по окружности $\varepsilon = 1$, из треугольника скоростей (см. рис. 1-12) имеем:

$$c_1 \sin \alpha_1 = c_{1a}; \quad w_2 \sin \beta_2 = c_{2a},$$

где c_{1a} и c_{2a} — соответственно проекции скоростей c_1 и w_2 на ось турбины.

Если введем эти обозначения в (1-82) и (1-89), а затем разделим (1-89) на (1-82), то получим

$$l_2/l = v_2 c_{1a}/(v_1 c_{2a}). \quad (1-90)$$

Из последнего уравнения найдем

$$l_2 = l (v_2 c_{1a})/(v_1 c_{2a}). \quad (1-91)$$

По условиям плавности проточной части и заполнения сечения каналов не следует допускать большой разницы между высотами l_2 и l .

Глава 1-4.

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ИХ МОЩНОСТЬ

§ 1-13. Основные сведения о многоступенчатой паровой турбине

Стационарные паровые турбины предназначены для привода электрических генераторов переменного тока. Многоступенчатые турбины могут изготовляться различных конструкций и с различным числом ступеней, которое зависит от параметров свежего и отработав-

шего пара, а также от требований к ее экономичности. При разработке проекта новой турбины заводы используют богатый опыт в области турбостроения и принимают более надежные и экономичные узлы ее конструкции. Турбостроительные заводы СССР изготавливают стационарные паровые турбины активного типа, допуская некоторую реактивность на рабочих лопатках, что обеспечивает плавную проточную часть и высокий к.п. д. ступеней и турбины. Реактивность на рабочих лопатках современных турбин изменяется от $6 \div 12\%$ в первых ступенях с увеличением ее на последующих ступенях до $20 \div 35\%$ и на последней турбинной ступени до $\approx 50\%$ от h_0 . Иностранные турбостроительные фирмы строят современные турбины большой единичной мощности активного типа также с увеличивающейся реактивностью на рабочих лопатках и комбинированные активно-реактивные турбины. В зависимости от величины единичной мощности эти турбины изготавливаются одновальными и двухвальными.

В реактивной турбине располагаемый тепловой перепад ступени распределяется между направляющими и рабочими лопатками приблизительно поровну. Таким образом, с точки зрения теплового процесса на ступенях активных и реактивных турбин стирается грань по распределению теплопадений на направляющих и рабочих лопатках. Однако, как увидим дальше, конструктивное выполнение активных и реактивных турбин совершенно различно.

Комбинированные турбины активно-реактивного типа изготавливаются, как правило, с одновенечной или двухвенечной активной регулирующей ступенью при последующих реактивных ступенях. Одновенечные регулирующие ступени обычно применяются в современных турбинах большой мощности и высокой экономичности. Двухвенечные регулирующие ступени широко применялись и частично используются теперь в турбинах малых и средних мощностей. Преимущество таких турбин состоит в том, что они конструктивно более простые и дешевые, но менее экономичные. Конструкции турбин рассматриваются в гл. 1-7.

§ 1-14. Тепловой процесс многоступенчатой турбины в $i-s$ -диаграмме

На рис. 1-23, а, б приведены соответственно тепловые процессы паровой турбины и ступени в $i-s$ -диаграмме. Состояние пара для турбин в $i-s$ -диаграмме при параметрах p_0 и T_0 определяется точкой A_0 . Располагаемый (адиабатный) перепад тепла на турбину при конечном давлении за выпускным патрубком $p_{2к}$ соответственно равен H_0 . Располагаемый перепад тепла на проточную часть турбины от точки A_0' до точки $A_{1т}$ составляет H_0' :

$$H_0' = H_0 - (\Delta H_k + \Delta H_{в.п}),$$

где ΔH_k — тепловые потери в клапанах парораспределения (автоматический стопорный и регулирующие клапаны), кДж/кг; $\Delta H_{в.п}$ — тепловые потери в выпускном патрубке, кДж/кг.

Состояния пара перед соплами первой и второй ступени определяются точками A_0' и a_1 , а третьей и последующих ступеней (с учетом параметров торможения) — точками a_2, a_3 и т. д. Располагаемые тепловые перепады на турбинных ступенях: h_0, h_0'', h_0''' и т. д.

Полезно использованные тепловые перепады на ступенях турбины

$$H_i = i_0 - i_2 = \sum h_i = h_i' + h_i'' + h_i''' + \dots + h_i^z. \quad (1-92)$$

Состояние рабочего тела за рабочими лопатками последней ступени определяется точкой A_1 , а за выхлопным патрубком турбины — A_2 .

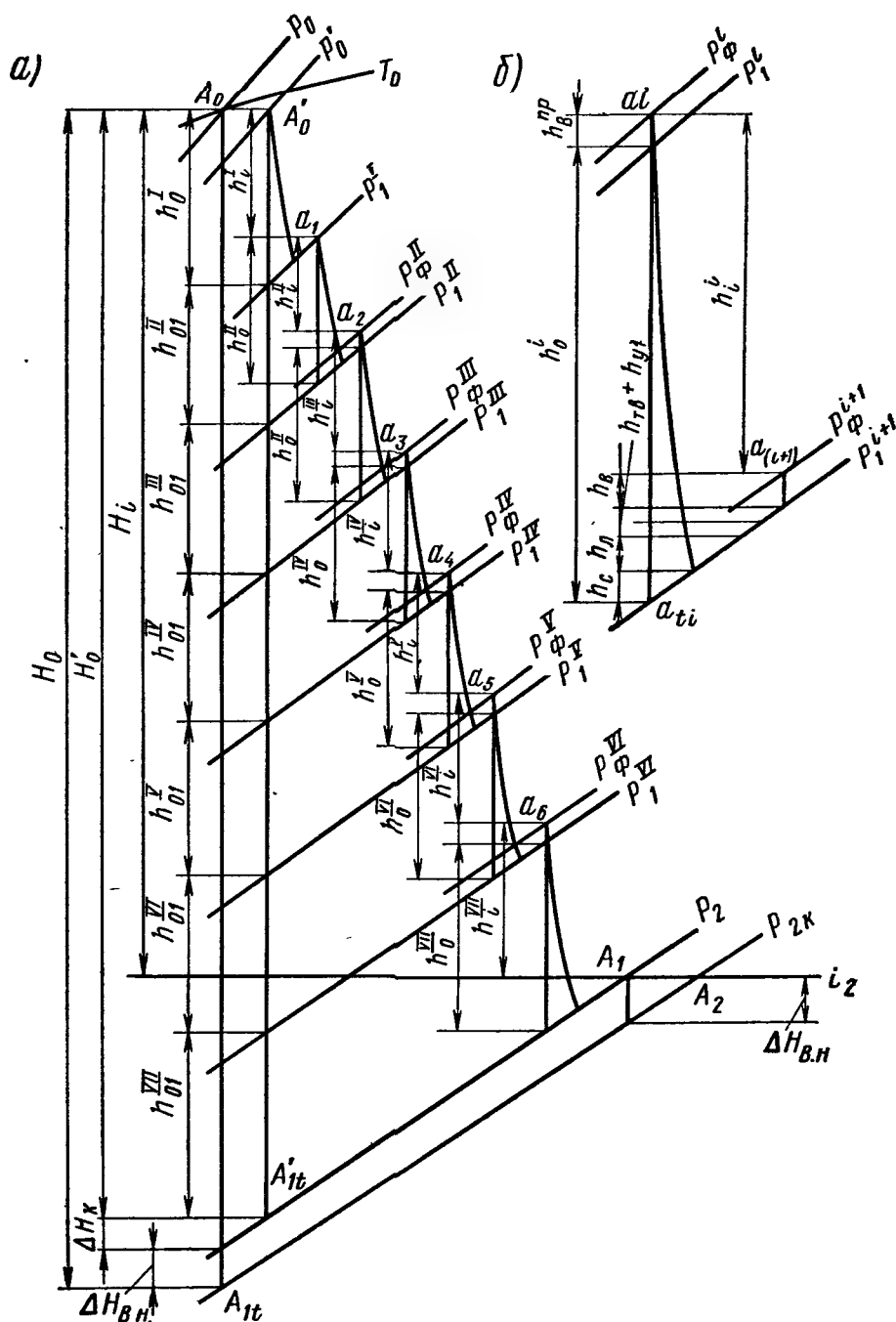


Рис. 1-23. Тепловой процесс турбины в $i-s$ -диаграмме

Сумма тепловых потерь для любой промежуточной ступени турбины

$$\sum h_{\pi} = h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{т.в}} + h_{\text{ут}} + h_{\text{вл}} + h_{\text{в}}, \quad (1-93)$$

где $h_{\text{вл}}$ — тепловые потери от влажности пара; для ступеней, работающих в области перегретого пара, $h_{\text{вл}} = 0$.

Относительный внутренний к.п.д. турбины

$$\eta_{0i} = H_i / H_0. \quad (1-94)$$

К.п.д. η_{0i} для любой промежуточной турбинной ступени в зависимости от конструкции проточной части определяется по (1-74), (1-75), (1-76) и (1-77).

§ 1-15. Коэффициент возврата тепла

Изобары на i — s -диаграммах расходятся в сторону увеличения энтропии. Таким образом, располагаемые перепады тепла между двумя любыми изобарами с увеличением энтропии возрастают. В многоступенчатых турбинах действительные процессы расширения пара в ступенях происходят по ломаным линиям (см. рис. 1-23). Так как изобары расходятся, то имеем $h_0'' > h_{01}''$; $h_0''' > h_{01}'''$ и т. д. Следовательно, располагаемый перепад тепла по основной адиабате будет меньше сумм адиабатических перепадов тепла в ступенях турбины за счет частичного возврата тепловых потерь в ступенях, т. е.

$$\begin{aligned} H_0' &= h_0' + h_{01}'' + h_{01}''' + \dots + h_{01}^z < h_0' + h_0'' + h_0''' + \dots + h_0^z = \\ &= \sum_1^z h_0. \end{aligned} \quad (1-95)$$

Неравенство (1-95) обуславливается возвратом части тепловых потерь, возникающих в ступенях многоступенчатой турбины, для использования их в последующих ступенях.

Связь между H_0' и $\sum_1^z h_0$ представляется обычно в таком виде:

$$\sum_1^z h_0 = (1 + \alpha) H_0', \quad (1-96)$$

где $\alpha < 1$ — коэффициент возврата тепла. Из (1-93) имеем

$$1 + \alpha = \sum_1^z h_0 / H_0' \quad \text{и} \quad \alpha = \frac{\sum_1^z h_0 - H_0'}{H_0'} = h_v / H_0', \quad (1-97)$$

где h_v — суммарное количество тепла в результате частичного использования потерь.

Из этого, однако, было бы неправильно делать вывод, что тепловые потери в турбине являются положительным фактором, так как возвращается лишь только некоторая часть тепловых потерь от общей их величины, в то время как увеличение тепловых потерь в ступенях турбины ведет к существенному понижению к.п.д. В действительности же положительным фактором служит увеличение числа ступеней в турбине, что и обуславливает явление возврата тепла. Коэффициент возврата тепла возрастает с увеличением числа ступеней турбины и ухудшением ее к.п.д. При расчете обычно принимают: $\alpha = 0,04 \div 0,06$ — для турбин средней экономичности; $\alpha = 0,02 \div 0,04$ — для высокоэкономичных турбин.

Для многоступенчатой турбины имеем

$$H_i = h'_i + h''_i + h'''_i + \dots + h^z_i,$$

или

$$H'_0 \eta_{0i} = h'_0 \eta'_{0i} + h''_0 \eta''_{0i} + h'''_0 \eta'''_{0i} + \dots + h^z_0 \eta^z_{0i}.$$

Полагая, что к. п. д. η_{0i} отдельных ступеней одинаковы, получаем

$$H'_0 \eta_{0i} = \sum_1^z h_0 \eta_{0i}^{\text{ст}},$$

откуда

$$\eta_{0i} = (\Gamma + \alpha) \eta_{0i}^{\text{ст}}.$$

Из этого уравнения следует, что к.п.д. проточной части многоступенчатой турбины в целом выше среднего значения к.п.д. составляющих ее ступеней.

§ 1-16. Характеристический коэффициент многоступенчатой турбины

В § 1-11 было показано, что к.п.д. турбинной ступени характеризуется отношением u/c_a . Это справедливо и для многоступенчатой турбины.

Перепад тепла в соплах одной ступени (без использования выходной скорости из предыдущей ступени) можно выразить уравнением

$$h_0 = c_a^2 / 2000 = u^2 / (2000x^2), \quad (1-98)$$

где $x = u/c_a$, или

$$x^2 h_0 = u^2 / 2000. \quad (1-99)$$

Для многоступенчатой активной турбины, суммируя левые и правые части равенства, получаем

$$\sum x^2 h_0 = (\sum u^2) / 2000. \quad (1-100)$$

Если предположить, что отношение x одинаково для всех ступеней турбины, то

$$2000x^2 = \sum u^2 / \sum h_0 = \sum u^2 / [(1 + \alpha) H'_0], \quad (1-101)$$

или окончательно

$$Y = 2000x^2 = \sum u^2 / [(1 + \alpha) H'_0] = \sum u^2 / H_{0\alpha}. \quad (1-102)$$

Коэффициент Y предложен Парсонсом и называется характеристическим коэффициентом. Этот коэффициент, подобно отношению u/c_a

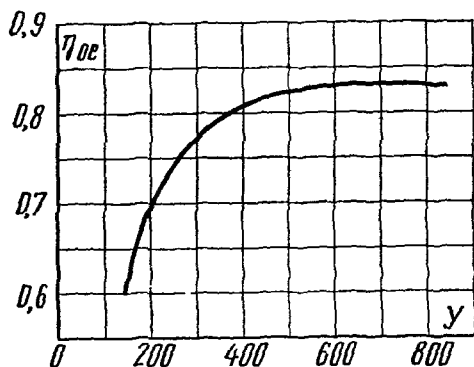


Рис. 1-24. Зависимость относительно эффективного к. п. д. $\eta_{0\epsilon}$ от характеристического коэффициента Y

для ступени, характеризует экономичность турбины в целом. Аналогичная зависимость получается и для турбин с использованием выходной скорости, а также для турбин с любой степенью реактивности. Связь между характеристическим коэффициентом и относительным эффективным к.п.д. представлена на рис. 1-24. Из графика видно, что $\eta_{0\epsilon}$ возрастает с увеличением Y . Значительное приращение к.п.д. происходит при увеличении Y до 500. При $Y > 500$ $\eta_{0\epsilon}$ возрастает медленно. Оптимум $\eta_{0\epsilon\text{опт}}$ имеет место при $Y = 700$. При заданном располага-

емом перепаде тепла на турбину характеристический коэффициент Y возрастает с увеличением $\sum u^2$. Высокие значения $\sum u^2$ можно получить за счет увеличения числа ступеней турбины, диаметров дисков или чисел оборотов, что способствует повышению их к.п.д., а следовательно, экономичности турбоустановки.

§ 1-17. Предельные и единичные мощности турбин

Предельной мощностью турбины можно назвать такую мощность, которая будет достигаться при заданных параметрах пара p_0 , T_0 и p_2 , числах выхлопов отработавшего пара и числе оборотов турбины.

Уравнение мощности конденсационной турбины без отборов пара имеет вид

$$N_s = D_0 H_0 \eta_{0i} \eta_m \eta_r. \quad (1-103)$$

Из этого уравнения следует, что мощность турбины зависит главным образом от расхода пара, так как H_0 определяется параметрами пара, а η_{0i} , η_m и η_r изменяются в сравнительно небольших пределах.

Для турбины конденсационного типа величина расхода пара лимитируется размерами рабочих лопаток последней ступени, давлением отработавшего пара и потерями тепла с выходной скоростью. По условиям прочности рабочих лопаток увеличение их длины допустимо только до известного предела. Это условие определяет ограничение выходной площади рабочего венца последней ступени и лимитирует расход пара и мощность для однопоточной турбины. Таким образом,

предельная мощность турбины зависит от пропускной способности лопаточного венца последней ступени, т. е. от объемного пропуска пара, который сильно растет с углублением вакуума.

Из условия неразрывности паровой струи для рабочих лопаток последней ступени имеем

$$G_0 v_2 = f_2 \omega_2 = \pi d_z l_z \omega_2 \sin \beta_2. \quad (1-104)$$

Решая это уравнение относительно G_0 , получаем

$$G_0 = \pi d_z^2 c_2 \sin \alpha_2 / (v_2 d_z / l_z). \quad (1-105)$$

При $\alpha_2 = 90^\circ$, $d_z = 60/(\pi n)$ и $d_z/l_z = \vartheta$ уравнение (1-105) принимает вид

$$G_0 = 3600 u^2 c_2 / \pi \vartheta n^2 v_2. \quad (1-106)$$

Выражая скорость пара c_2 :

$$c_2 = 44,7 \sqrt{h_v} = 44,7 \sqrt{\zeta_v H_0}, \quad (1-107)$$

получаем (1-106) в виде

$$D_0 = 3600 u^2 44,7 \sqrt{\zeta_v H_0} / (\pi \vartheta n^2 v_2). \quad (1-108)$$

Подставляя в (1-103) значение D_0 из уравнения (1-108), получаем

$$N_{э.пр} = 51250 u^2 \sqrt{\zeta_v H_0} H_0 \eta_{oi} \eta_m \eta_r / (\vartheta n^2 v_2). \quad (1-109)$$

Из (1-109) следует, что $N_{э.пр}$ зависит в основном от u , n , ϑ и v_2 .

Предельные значения для современных турбин: $u = 360 \div 400$ м/с, $\vartheta = 3,0 \div 2,6$; $\zeta_v = (0,015 \div 0,03) H_0$.

Нормально для турбин большой мощности n принимают равным 3000 об/мин; v_2 зависит от вакуума в конденсаторе, причем с углублением вакуума v_2 растет, а $N_{э.пр}$ соответственно понижается. Применяя двухпоточную канализацию пара в последних ступенях, единичную мощность одновальной турбины при одинаковых прочих условиях можно повысить в 2 раза, а для трех- и шестипоточной канализации пара — в 3÷6 раз.

Применением двухвальных турбинных агрегатов с числом оборотов 3000 в минуту и числом выхлопов по четыре на валу единичная мощность турбины может быть достигнута 1000÷1200 МВт.

ЛМЗ построил паровые турбины, двухвальную и одновальную, мощностью по 800 МВт при 3000 об/мин на параметры пара 235 бар, 560° С с промежуточным перегревом до 565° С, которые работают на ГРЭС.

Пример 1-1. Найти предельную мощность однопоточной турбины конденсационного типа без отборов пара на регенерацию по следующим данным: $p_0 = 90$ бар; $T_0 = 808^\circ$ К; $p_2 = 0,04$ бар и $n = 3000$ об/мин.

Принимаем $u = 330$ м/с; $\zeta_v = 2,5\%$; $\vartheta = 2,8$; $\eta_{oi} = 0,82$; $\eta_m = 0,99$; $\eta_r = 0,98$. Из $i-s$ -диаграммы находим $H_0 = 1429$ кДж/кг и $v_2 = 31,0$ м³/кг.

Предельная мощность турбины по (1-109)

$$N_{э.пр} = \frac{51250 \cdot 330^2 \sqrt{0,025 \cdot 1429} \cdot 1429 \cdot 0,82 \cdot 0,99 \cdot 0,98}{2,8 \cdot 3000^2 \cdot 31,0} \approx 48000 \text{ кВт.}$$

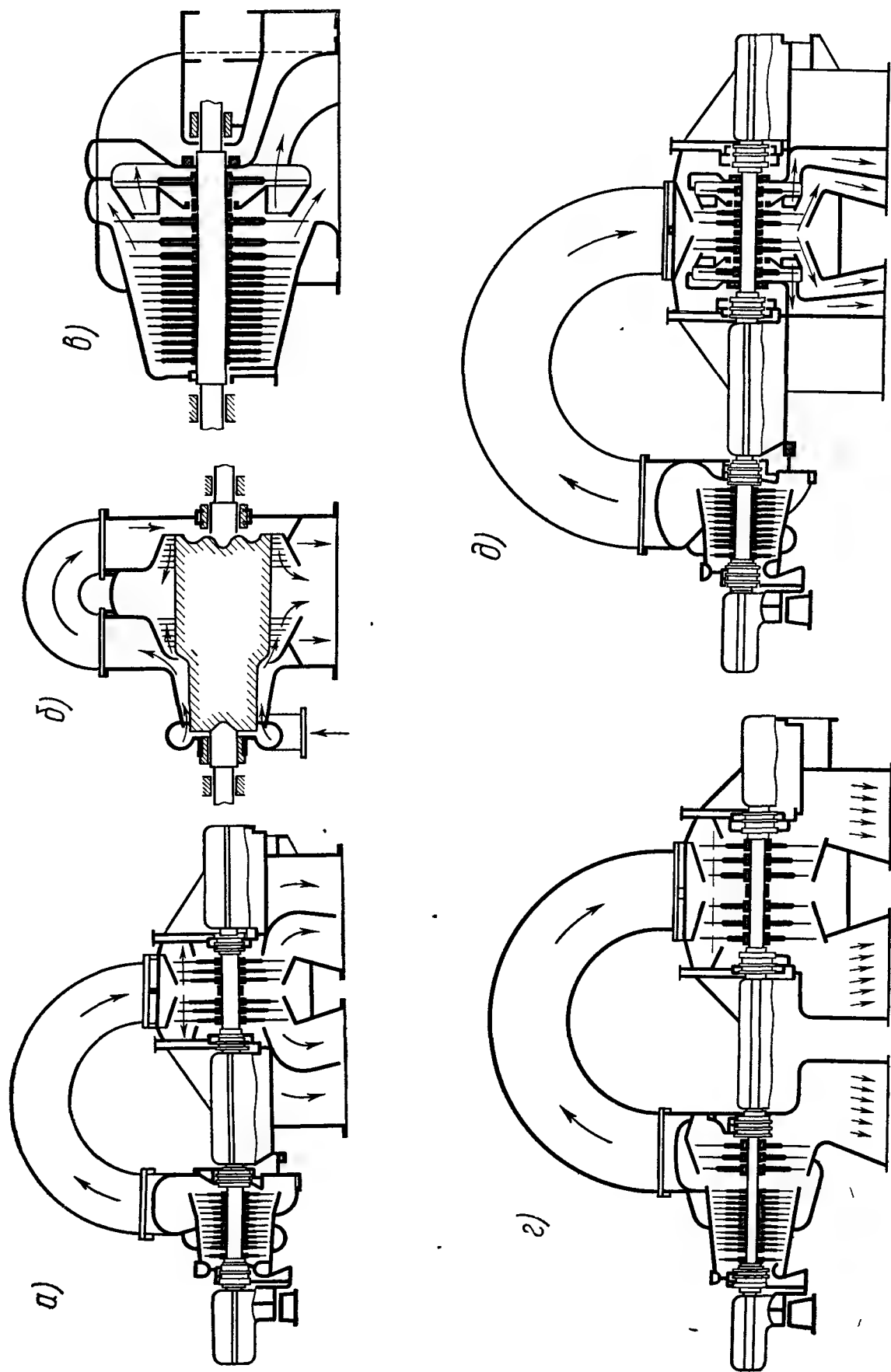


Рис. 1-25. Способы канализации пара в последних ступенях конденсационных турбин:
 а) двухпоточный с подводом пара в центральной части цилиндра низкого давления (ЦНД); б) двухпоточный в части нижнего давления (ЦНД); в) однопоточный со ступенью Баумана, г) трехпоточный, д) двухпоточный с двухъярусными ступенями

В СССР построены однопоточные турбины мощностью 50 000 кВт при $n = 3000$ об/мин. Это достигнуто за счет применения пара высокого давления $p_0 \approx 90$ бар и $t_0 = 535^\circ \text{C}$, отборов пара из промежуточных ступеней для подогрева питательной воды, окружной скорости на средней окружности лопаток $u = 314$ м/с (при диаметре ступени $d_z = 2$ м) и несколько увеличенных выходных потерь $\zeta_v H_0$.

На рис. 1-25 показаны принципиальные схемы канализации пара в последних ступенях конденсационных турбин, применяемые для повышения их единичных мощностей. Из рисунков следует, что повышение мощности турбины можно осуществить различными способами.

В случае применения двухъярусной ступени через верхний ярус проходит обычно $30 \div 40\%$ всего пара в конденсатор. Таким образом, на лопатках верхнего яруса имеет место перепад от давления перед ступенью до давления в конденсаторе. Через нижний ярус ступени проходит оставшаяся часть пара. На лопатках нижнего яруса срабатывается лишь частичное теплопадение, так как основная часть перепада тепла срабатывается в последней ступени турбины. Различные теплоперепады в соплах и на рабочих лопатках ступени обуславливаются тем, что профили лопаток верхнего и нижнего яруса различны.

Современные конденсационные турбины большой мощности строят, как правило, с частичными отборами пара из промежуточных ступеней для подогрева питательной воды, причем общее количество отбираемого пара достигает $30 \div 35\%$ всего подводимого к турбине свежего пара. Поэтому с применением отборов пара из турбины предельная мощность ее возрастает.

§ 1-18. Турбины с отбором пара для регенерации

Для повышения экономичности паротурбинных установок применяются регенеративные подогревы питательной воды. Организация отборов пара на регенерацию питательной воды оказывает влияние на конструкцию паровой турбины и размеры ее проточной части. Применение регенеративного подогрева питательной воды повышает к.п.д. цикла паротурбинной установки (ПТУ). В современных паровых турбинах высокого давления предусматривается несколько (до $5 \div 7$) отборов пара из промежуточных ступеней. В турбинах сверхвысокого и сверхкритического давлений число таких отборов достигает $8 \div 9$. Пар, отбираемый из промежуточных ступеней турбины, поступает обычно в подогреватели, где конденсируется и отдает свое тепло на подогрев питательной воды. В турбинах среднего давления число отборов составляет $2 \div 4$.

Рассмотрим принципиальную тепловую схему турбинной установки с пятью отборами пара (рис. 1-26). Пар в количестве $D_{от}^I, D_{от}^{II}, D_{от}^{III}, \dots$ из первого, второго, третьего и т. д. отборов отводится в подогреватели № 1, 2, 3 и т. д. Таким образом, расход пара по ступеням турбины будет различным: через ступени до первого отбора он будет равен D_0 , от первого до второго отбора $D_1 = D_0 - D_{от}^I$, от второго

до третьего отбора $D_2 = D_1 - D_{от}^{II}$, от третьего до четвертого отбора $D_3 = D_2 - D_{от}^{III}$ и т. д.

Мощность турбины и параметры свежего пара при ее расчете и проектировании всегда известны. Давление отработавшего пара уста-

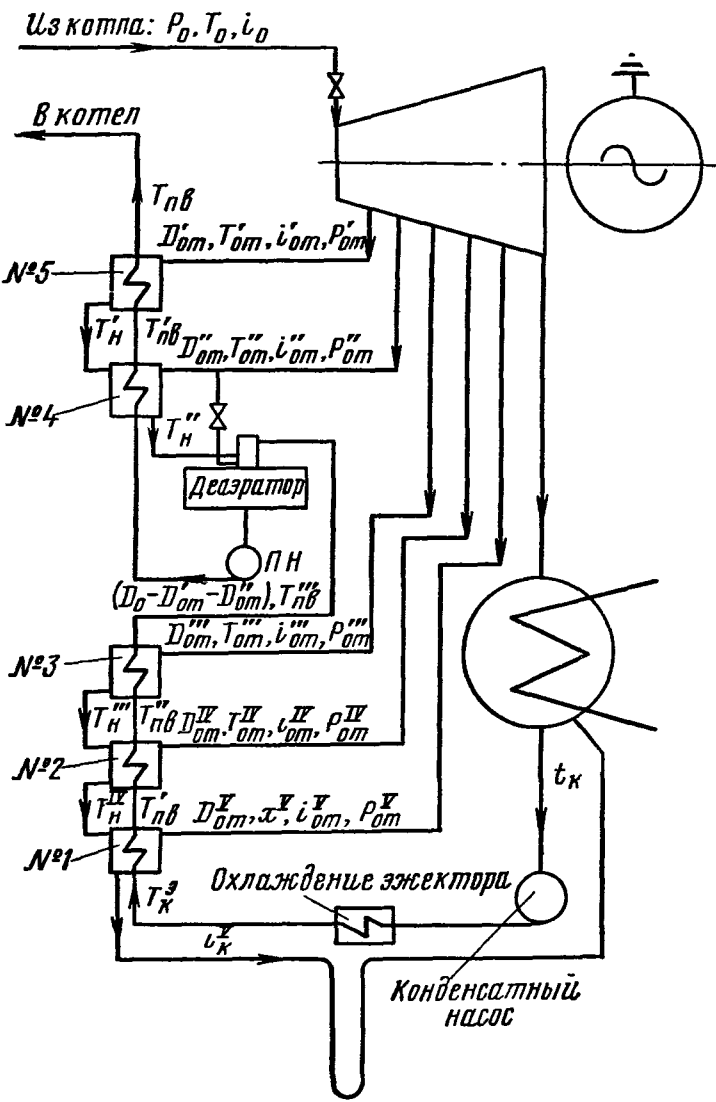


Рис. 1-26. Принципиальная тепловая схема турбоустановки:
 № 1, № 2 и № 3 — подогреватели низкого давления (ПНД); № 4 и № 5 — подогреватели высокого давления (ПВД)

навливается заводом на основании его опыта и требований по экономичности к турбине в соответствии с температурой охлаждающей воды, поступающей в конденсатор.

Расход свежего пара через турбину

$$D_0 = \frac{3600 N_9}{\left[h_i^I + (1-\alpha_1) h_i^{II} + (1-\alpha_1-\alpha_2) h_i^{III} + (1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3) h_i^{IV} + \dots \rightarrow \right.} \\
\left. \dots \rightarrow + (1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_4) h_i^V + (1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_4-\alpha_5) h_i^{VI} \right] \eta_m \eta_T}, \quad (1-110)$$

где $h_i^I, h_i^{II}, h_i^{III}, h_i^{IV}, h_i^V$ и h_i^{VI} — полезно использованные тепловые перепады тепла, полученные для отсеков турбины (рис. 1-27);

$$D_{\text{от}}^{\text{I}} = \alpha_1 D_0; \quad D_{\text{от}}^{\text{II}} = \alpha_2 D_0; \quad D_{\text{от}}^{\text{III}} = \alpha_3 D_0; \quad D_{\text{от}}^{\text{IV}} = \alpha_4 D_0 \quad \text{и} \quad D_{\text{от}}^{\text{V}} = \alpha_5 D_0.$$

При расчете турбины значения $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ и α_5 и давления в отборах $p_{от}^I, p_{от}^{II}, p_{от}^{III}, p_{от}^{IV}$ и $p_{от}^V$ принимаются из предварительного расчета схемы регенерации. Значения к.п.д. по отсекам турбины предварительно оцениваются, η_m принимается по графику рис. 1-20 и η_r — по графику рис. 1-28.

В результате окончательного теплового расчета турбины уточняются все величины D_0 , $D_{от}$, α , h_i и h_{oi} и определяется действительная мощность:

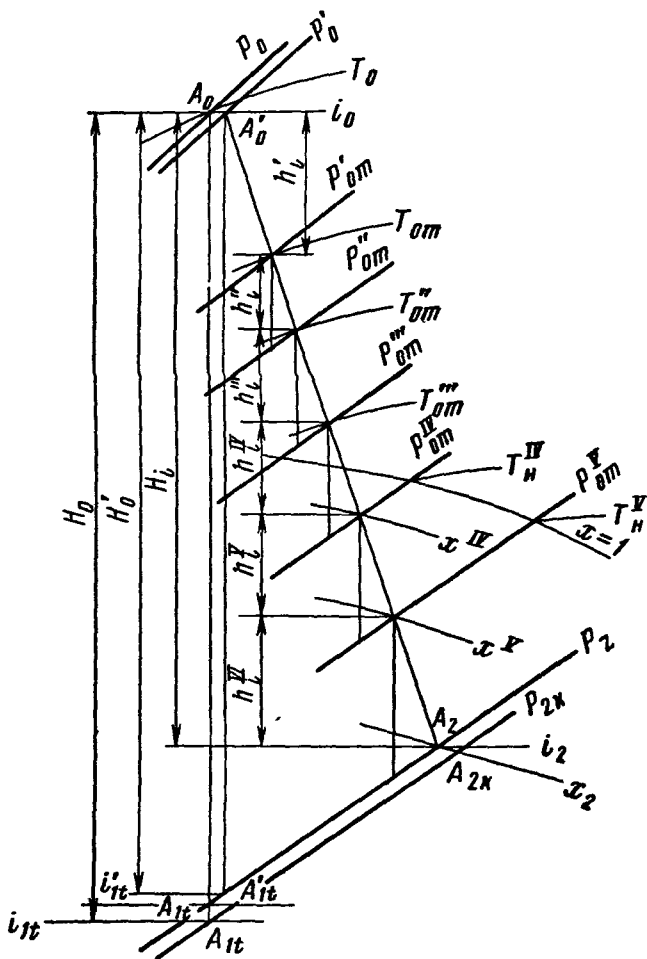


Рис. 1-27. Тепловой процесс турбины в $i-s$ -диаграмме

$$N_9 = \{D_0 [h_i^I + (1 - \alpha_1) h_i^{II} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_i^{III} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) h_i^{IV} + \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4) h_i^V + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \\ - \alpha_5) h_i^{VI}] \eta_{lm} \eta_{lr}\} / 3600. \quad (1-111)$$

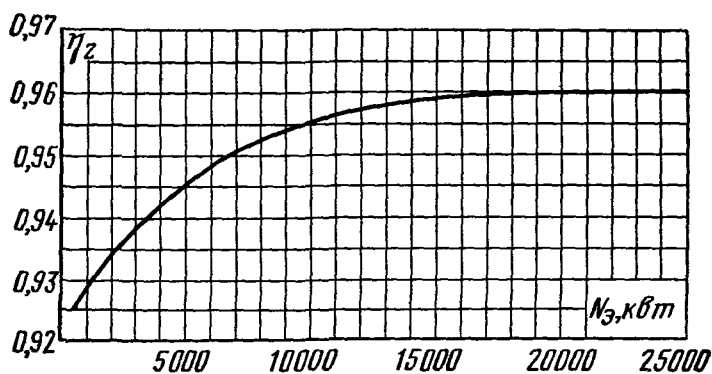


Рис 1-28. К. п. д. турбогенератора в зависимости от мощности

Разница между заданной и полученной из (1-111) мощностью обычно получается небольшой.

§ 1-19. Особенности профилирования длинных лопаток

Методика теплового расчета турбинных ступеней и примеры, разобранные ниже, базировались на средних диаметрах $d_{ср}$ без учета изменения окружных скоростей по высоте рабочих лопаток. В этих расчетах при постоянных углах наклона по высоте сопел и скоростях рабочего потока c_1 относительная скорость потока w_1 , поступающего

на рабочие лопатки, и его направление β_1 на среднем диаметре ступени имеют вполне определенные значения, которые можно найти из треугольников скоростей. В действительности по высоте рабочих лопаток изменяются: окружная скорость u_x , относительная скорость потока w_x и угол потока при входе на рабочие лопатки β_x . Таким образом, профилирование рабочих лопаток турбинной ступени с постоянным углом β_1 по их высоте обеспечивает безударное поступление рабочего потока на лопатки только по среднему диаметру. От среднего диаметра к корню лопаток и к их вершинам углы набегающего рабочего потока на

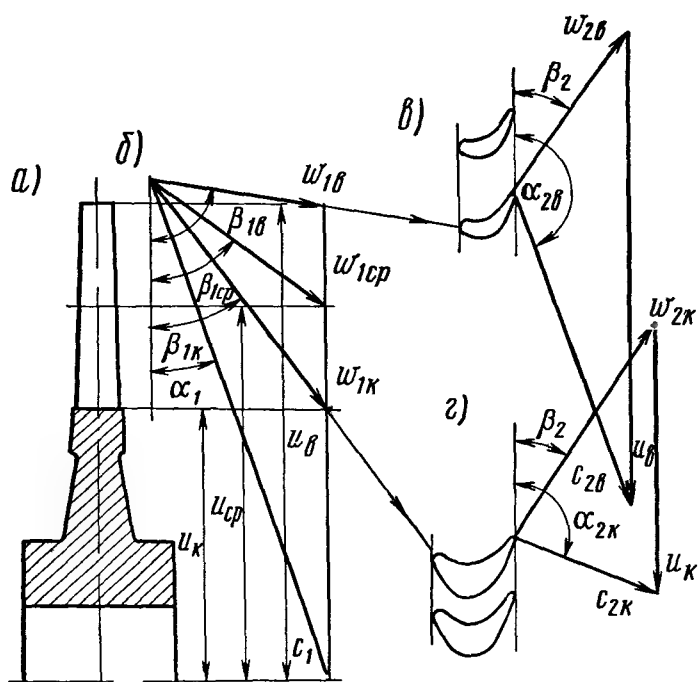


Рис. 1-29. Схема диска с лопатками последней турбинной ступени и треугольники скоростей для трех сечений по высоте лопаток

лопатки будут отличаться от расчетного β_1 по среднему диаметру. На рис. 1-29, а показаны схема диска турбинной ступени и треугольники скоростей на входе на рабочие лопатки ступени (рис. 1-29, б) и для основных сечений по высоте рабочих лопаток на выходе: у вершины (рис. 1-29, в) и у корня (рис. 1-29, г). Из треугольников скоростей следует, что у корня рабочих лопаток угол потока $\beta_{1к} < \beta_{ср}$, у вершин $\beta_{1в} > \beta_{ср}$. С увеличением высот лопаток l_2 и уменьшением отношения $d_{ср}/l_2$ разница между углами $\beta_{1ср} - \beta_{1к}$ и $\beta_{1в} - \beta_{1ср}$ возрастает. Для сравнительно небольших высот рабочих лопаток, спроектированных с постоянным по высоте профилем, при больших относительных величинах $d_{ср}/l_2 \gg 10 \div 12$ углы атаки парового потока на рабочие лопатки относительно невелики. При этих условиях тепловые потери на лопатках от ударного входа потока и ухудшения обтекания их профилей повышаются незначительно. К.п.д. ступени по сравне-

нию с его расчетным значением на среднем диаметре мало снижается. Применение постоянных профилей по высоте для длинных лопаток приводит к значительному увеличению тепловых потерь и соответствующему снижению к.п.д. ступени. При больших объемных расходах рабочего пара через турбинные ступени получаются большие высоты рабочих лопаток и малые отношения d_{cp}/l_2 , что характерно для лопаток последних ступеней конденсационных паровых турбин. Таким образом, если длинная лопатка спроектирована без учета изменения окружной скорости по ее высоте, т. е. с постоянным по высоте профилем, то действительный к.п.д. на венце лопаток такой ступени окажется значительно ниже его расчетного значения на среднем диаметре. Турбостроительные заводы для обеспечения высоких значений к.п.д. турбин применяют закрученные (винтовые) профили рабочих лопаток с переменными по высоте углами β_1 при отношениях $d_{cp}/l_2 \leq 10 \div 12$. Оптимальные углы β_{1opt} для каждого сечения рабочих лопаток по высоте определяются из треугольников скоростей. Для отношений $d_{cp}/l_2 \geq 12 \div 14$, как правило, применяются профили с постоянными углами β_1 и постоянным или переменным поперечным сечением по высоте лопаток. Закрученные профили выполняются обычно с уменьшающимся сечением по высоте лопаток, что позволяет разгрузить их корневые сечения от высоких напряжений, возникающих от центробежных сил.

В инженерной практике расчета закрутки лопаток применяются различные методы. Расчет закрутки лопаток *методом постоянной циркуляции* является наиболее распространенным. Впервые этот метод был разработан академиком Н. Е. Жуковским для профилирования воздушных винтов и лопаток вентиляторов. Впоследствии применительно к расчету закрутки длинных лопаток паровых турбин этот метод был применен профессором В. В. Уваровым [2]. В основу метода постоянной циркуляции положены соотношения:

$$c_{1u} r = \text{const} \text{ — для сопловой решетки,} \quad (1-112)$$

$$c_{2u} r = \text{const} \text{ — для рабочей решетки,} \quad (1-112')$$

где c_{1u} , c_{2u} — проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 пара на направление вращения лопаток (на окружную скорость u); r — радиусы сопловой и рабочей решеток со стороны выхода пара, изменяющиеся по их высоте от корневого сечения до вершин.

Закон постоянства циркуляции кроме основного условия $c_{1u} r = \text{const}$ требует дополнительных условий:

$$c_{1z} = \text{const} \text{ — для сопловой решетки,} \quad (1-113)$$

$$c_{2z} = \text{const} \text{ — для рабочей решетки,} \quad (1-113')$$

где c_{1z} , c_{2z} — проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 на ось турбины.

Условие (1-113) следует дополнить еще тем, что осевые составляющие абсолютных скоростей c_1 и c_2 по высоте лопаток в зазорах между решетками при входе в сопла и на рабочие лопатки, а также и за рабочими лопатками не изменяются, т. е. поля скоростей в осевых зазо-

рах проточной части являются равномерными. Кроме того, считают, что в зазорах между решетками и за рабочими лопатками отсутствуют радиальные перемещения частиц пара по длине лопаток, т. е. радиальные составляющие скорости в зазорах и за рабочими лопатками равны нулю: $c_r = w_r = 0$. Следует, однако, отметить, что в межлопаточных каналах сопловой и рабочей решеток радиальные смещения потока возможны.

Расчеты закрутки лопаток выполняются без учета тепловых потерь. Их целесообразно производить после предварительного теплового расчета ступени по среднему диаметру. Из этого расчета обычно известны основные параметры и определены дополнительно следующие величины: p_1 , p_1' и p_2 — давления пара соответственно перед соплами, за соплами и за рабочими лопатками, причем p_1 и p_2 постоянны для любого сечения лопатки, а p_1' — только для сечения по среднему диаметру; h_0 , h_{01} , h_{02} — располагаемые теплоперепады соответственно для ступени, сопловой решетки и рабочих лопаток (h_{01} и h_{02} — только

для сечения лопаток по среднему диаметру); c_{1cp} , c_{2cp} , w_{1cp} , w_{2cp} — соответственно абсолютные и относительные скорости пара только для среднего диаметра ступени; β_{1cp} , β_{2cp} и α_{2cp} — углы направления потока при входе на рабочую решетку и за рабочими лопатками, только для среднего диаметра ступени; l_1 и l_2 — высота соответственно сопловой и рабочей решеток; r_{cp} и u_{cp} — соответственно радиус и окружная скорость по среднему диаметру; c_{1acr} , c_{2acr} — проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 на ось турбины, которые сохраняются неизменными по высоте лопаток.

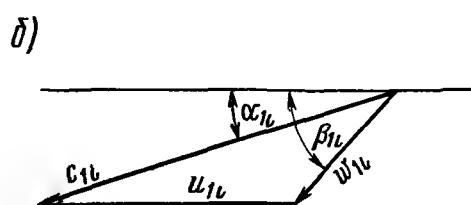
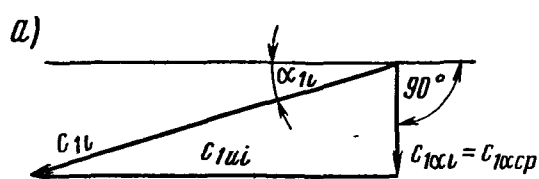


Рис. 1-30. Треугольники скоростей для сопловой решетки:

а) для определения c_{1i} и $\operatorname{tg} \alpha_{1i}$; б) для определения w_{1i} и β_{1i}

Следует принимать значение $c_{2u}r = 0$, а так как $r \neq 0$, то $c_{2u} = 0$, что соответствует значению угла $\alpha_2 = 90^\circ$.

Численные значения величин, полученных из теплового расчета ступени по среднему диаметру, и соотношения (1-112) и (1-113) позволяют произвести расчеты закрутки лопаток для любого промежуточного диаметра d_i , где $d_k \leq d_i \leq d_b$; d_k и d_b — диаметры соответственно в корневом сечении лопаток и по их вершинам со стороны выхода пара. На основании условия (1-112) для диаметров $d_{cp} = 2r_{cp}$ и $d_i = 2r_i$ можно написать

$$c_{1u\text{ cp}} r_{cp} = c_{1ui} r_i. \quad (1-114)$$

Из этого уравнения определяем

$$c_{1ui} = c_{1u\text{ cp}} r_{cp} / r_i. \quad (1-115)$$

С другой стороны, для диаметра d_i условие (1-113) можно представить в таком виде (рис. 1-30):

$$c_{1a\text{ ср}}^2 \stackrel{>}{=} c_{1ai}^2 = c_{1i}^2 - c_{1ui}^2, \quad (1-116)$$

откуда

$$c_{1i} = \sqrt{c_{1ui}^2 + c_{1a\text{ ср}}^2}. \quad (1-117)$$

Зная численные значения $c_{1ai} = c_{1a\text{ ср}}$, можем определить угол α_{1i} через тангенс из (рис. 1-30):

$$\operatorname{tg} \alpha_{1i} = c_{1a\text{ ср}}/c_{1ui}. \quad (1-118)$$

Окружная скорость на диаметре d_i

$$u_i = \pi r_i/30. \quad (1-119)$$

По данным c_{1i} , d_{1i} и u_{1i} находим ω_{1i} или из треугольника скоростей (см. рис. 1-30), или аналитически. Аналогичные расчеты для других значений диаметров d_n , d_m и т. д. сопловой решетки позволяют определить c_{1n} , α_{1n} , ω_{1n} , c_{1m} , α_{1m} , ω_{1m} и т. д. и установить закон изменения угла α_{1i} и скорости c_{1i} по высоте сопловой решетки. Скорости c_{1i} могут быть меньше, равны и больше критических, что нужно иметь в виду при выполнении расчетов закрутки лопаток.

Значения абсолютных скоростей c_{1j} по высоте сопловой решетки позволяют также определить и значения теплового перепада по ее высоте.

Для любого диаметра (d_j) сопловой решетки

$$h_{01j} = c_{1j}^2 / 2000. \quad (1-120)$$

Тепловой перепад на рабочих лопатках для любого сечения по диаметру

$$h_{02j} = h_0 - h_{01j}. \quad (1-121)$$

Изменение реактивности по высоте рабочей решетки

$$\rho = h_{02j}/h_0. \quad (1-122)$$

Расчеты показывают, что реактивность по высоте лопаток изменяется от некоторого минимума у корня до максимума у вершины лопаток.

Ниже приводится пример расчета закрутки лопаток ступени без учета тепловых потерь.

Пример 1-2. Дано: $p_1 = 2$ бар, $T_1 = 483^\circ \text{ К}$ — давление и температура пара перед сопловой решеткой; $G_0 = 80$ кг/с — расход пара через ступень; $n = 3000$ об/мин — число оборотов турбины.

Расчет по среднему диаметру. Принимаем $d_{\text{ср}} = 1600$ мм — диаметр по средней окружности для сопловой решетки и рабочих лопаток.

Скорость по средней окружности ступени

$$u_{\text{ср}} = 50\pi d_{\text{ср}} = 50\pi \cdot 1,6 = 251,5 \text{ м/с.}$$

Степень реактивности на рабочих лопатках ступени $\rho = 0,3$ принята на основании предварительного расчета корневого сечения лопаток, в котором получилась небольшая положительная реактивность.

Принимаем по оценке:

$\alpha_{1cp} = 14^\circ$ — угол наклона сопловой решетки;

$u_{cp}/c_{ад} = 0,54$ — отношение окружной скорости к адиабатной.

Находим адиабатную скорость пара:

$$c_{ад} = \frac{u_{cp}}{u_{cp}/c_{ад}} = 251,5/0,54 = 466 \text{ м/с};$$

располагаемый теплоперепад на ступени $h_{01cp} = \frac{466^2}{2 \cdot 1000} = 108,4 \text{ кДж/кг};$

теплоперепад на сопловой решетке по среднему диаметру

$$h_{01cp} = (1 - 0,3) 108,4 = 76 \text{ кДж/кг};$$

теплоперепад на рабочих лопатках по среднему диаметру

$$h_{02cp} = 108,4 - 76 = 32,4 \text{ кДж/кг};$$

теплосодержание пара перед сопловой решеткой

$$i_1 = 2890 \text{ кДж/кг};$$

теплосодержание за сопловой решеткой на адиабате

$$i_1' = i_1 - 76 = 2890 - 76 = 2814 \text{ кДж/кг};$$

давление за сопловой решеткой $p_1' = 1,4$ бар; удельный объем пара за сопловой решеткой без учета потерь (по адиабате) $v_{1t} = 1,44 \text{ м}^3/\text{кг};$

скорость пара по выходе из сопловой решетки

$$c_{1tcp} = c_{1cp} = 44,7 \sqrt{76} = 389,5 \text{ м/с};$$

$$c_{1ucp} = c_{1cp} \cos \alpha_1 = 389,5 \cos 14^\circ = 377,5 \text{ м/с}.$$

Высоту l сопловой и рабочей решеток для расчета закрутки лопаток можно принимать из основного теплового расчета ступени, предварительно выполненного по среднему диаметру с учетом всех тепловых потерь в ступени:

$$l_c^* = \frac{G_0 v_{1t} \cdot 1000}{\pi d_{cp} c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}} = \frac{80 \cdot 1,44 \cdot 1000}{1,6 \cdot 389,5 \cdot \sin 14^\circ} = 244 \text{ мм}.$$

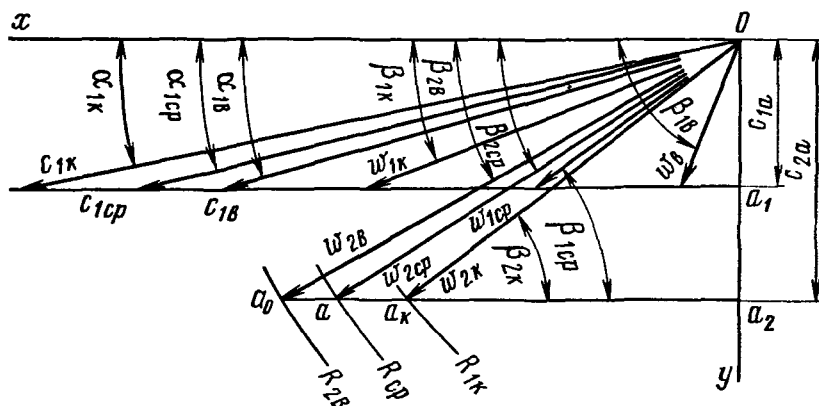


Рис. 1-31. Треугольники скоростей для определения закрутки лопаток и угла β_2

Из треугольника скоростей (рис. 1-31) находим: $w_{1cp} = 157 \text{ м/с}$ — относительная скорость пара при входе на рабочие лопатки; $\beta_{1cp} = 36^\circ 30'$ — угол наклона паровой струи и $c_{1a} = 94,5 \text{ м/с}$ — проекция скорости c_{1cp} на ось турбины. Энергия торможения при входе на рабочие лопатки

$$h_{w1cp} = w_{cp}/2000 = 157^2/2000 = 12,33 \text{ кДж/кг};$$

относительная теоретическая скорость пара по выходе с рабочих лопаток

$$w_{2t} = w_{2cp} = 44,7 \sqrt{12,33 + 32,4} = 299 \text{ м/с}.$$

Из точки O (рис. 1-31) радиусом $R_{cp} = kw_{2cp}$ (k — масштаб построения треугольника скоростей) описываем дугу. Переместив вектор окружной скорости u_{cp} вниз параллельно оси Ox , найдем точку a и, соединив ее с точкой O , определим направление парового потока по выходе его из каналов рабочих лопаток, т. е. $\beta_{2cp} = 32^\circ 50'$ и $c_{2a} = 164 \text{ м/с}$.

Расчет по корневому сечению. Диаметр корневого сечения

$$d_k = d_{cp} - l_c = 1600 - 244 = 1356 \text{ мм}$$

и соответственно $r_k = 678 \text{ мм}$ и

$$u_k = 50,2\pi r_k = 100\pi \cdot 0,678 = 213 \text{ м/с}.$$

Проекцию абсолютной скорости у корневого сечения находим из условия (1-115):

$$c_{1uk} = 377,5 \cdot 0,80/0,678 = 446 \text{ м/с}.$$

Абсолютную скорость пара в корневом сечении определяем из условия (1-117):

$$c_{1k} = \sqrt{446^2 + 94,5^2} = 461 \text{ м/с},$$

угол наклона сопловой решетки из (1-118):

$$\operatorname{tg} \alpha_{1k} = 94,5/446 = 0,2115; \quad \alpha_{1k} = 11^\circ 57'.$$

Из треугольника скоростей (см. рис. 1-31) получаем:

$$w_{1k} = 256 \text{ м/с}; \quad \beta_{1k} = 21^\circ 54'.$$

Энергия торможения перед рабочей решеткой

$$h_{w1k} = 256^2/2000 = 32,8 \text{ кДж/кг}.$$

Температурный перепад на сопловой решетке

$$h_{01k} = 461^2/2000 = 106,0 \text{ кДж/кг}.$$

Температурный перепад на рабочей решетке

$$h_{02k} = h_0 - h_{01k} = 108,4 - 106 = 2,4 \text{ кДж/кг}.$$

Степень реактивности на рабочих лопатках в корневом сечении

$$\rho_k = 240/108,4 = 2,21\%.$$

Относительная скорость пара по выходе с рабочей решетки

$$w_{2k} = 44,7 \sqrt{32,8 + 2,40} = 265,5 \text{ м/с}.$$

Из вершины треугольника (точка O , см. рис. 1-31) проведем дугу радиусом R_{1k} вектора скорости w_{2k} в масштабе длин. Точка пересечения дуги R_{1k} с линией a_0a_2 дает точку a_k , расстояние от которой до точки a_2 в масштабе треугольника скоростей равно окружной скорости u_k . Угол между прямыми Ox и Oa_k является искомым углом β_{2k} . Численное значение его $\beta_{2k} = 38^\circ$.

Расчет по вершине лопаток. Диаметр у вершины сопловой решетки: $d_B = 1600 + 244 = 1844$ мм
и соответственно $r_B = 922$ мм и

$$u_B = 100\pi \cdot 0,922 = 289,5 \text{ м/с.}$$

По (1-115), (1-117) и (1-118) находим:

$$c_{1uB} = \frac{377,5 \cdot 0,8}{0,922} = 327,3 \text{ м/с;}$$

$$c_{1B} = \sqrt{327,3^2 + 94,5^2} = 340,7 \text{ м/с;}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{1B} = 94,5/327,3 = 0,285, \text{ откуда } \alpha_{1B} = 15^\circ 54'.$$

Температурный перепад в сопловой решетке

$$h_{01B} = 340,7^2/2000 = 59 \text{ кДж/кг.}$$

Из треугольника скоростей (см. рис. 1-31) получаем

$$w_{1B} = 101,5 \text{ м/с и } \beta_{1B} = 68^\circ.$$

Энергия торможения перед рабочими лопатками

$$h_{w1B} = 101,5^2/2000 = 5,16 \text{ кДж/кг.}$$

Температурный перепад на рабочих лопатках

$$h_{02B} = 108,4 - 59 = 49,4 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемая энергия

$$h_{02B}^p = 49,4 + 5,16 = 54,56 \text{ кДж/кг.}$$

Реактивность на вершине рабочих лопаток

$$\rho_B = 49,4/108,4 = 45,5\%.$$

скорость $w_{2B} = 44,7 \sqrt{54,56} = 330 \text{ м/с.}$

Из треугольника скоростей (см. рис. 1-31) находим $\beta_{2B} = 29^\circ 10'$, а расстояние между точками хорошо согласуется с окружной скоростью $u_B = 289,5 \text{ м/с}$

Аналогичным способом выполнен расчет закрутки для двух промежуточных радиусов $r'_{пр} = 740$ мм и $r''_{пр} = 860$ мм. Результаты расчета закрутки лопаток приведены в табл. 1-1. Из таблицы следует, что реактивность на рабочих лопатках интенсивно возрастает от корневого сечения к вершине лопаток. Изменяются также и углы α_1 , β_1 и β_2 по высоте рабочих лопаток, что усложняет технологию изготовления лопаток и затрудняет решение вопросов обеспечения надежности их работы. Однако эти расчеты позволяют конструктору разработать более экономичные профили для сопловых и рабочих лопаток. На основе этих расчетов изготавливаются плоские решетки для различных сечений по высоте и экспериментально исследуются на газодинамических стендах. В последние годы витые лопатки исследуются и на вращающихся экспериментальных моделях для определения их оптимальной экономичности. Экспериментальные исследования позволяют

Таблица результатов расчета закрутки лопаток

Диаметры по окружности	Углы наклона решеток			Теплоперепады на решетках		Реактивность на рабочих лопатках
	сопловых	рабочих		сопловой	рабочей	
d_i , мм	α_{1i}	β_{1i}	β_{2i}	h_{01i} , кДж/кг	h_{02i} , кДж/кг	ρ_i , %
1356	11°57'	21°54'	38°	106,0	2,4	2,21
1480	13°04'	28°30'	35°20'	87,5	20,9	19,26
1600	14°	36°30'	32°50'	76,0	32,4	30,00
1720	15°03'	49°20'	31°20'	66,1	42,3	39,00
1844	15°54'	68°	29°10'	59,0	49,4	45,50

разработать высокоэкономичные профили лопаток, обеспечивающие более простую и дешевую технологию их изготовления.

Глава 1-5.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

§ 1-20. Основные данные для проектирования турбины

Разработка проекта турбины производится на основании расчетных данных. К числу заданных величин обычно относятся номинальная электрическая мощность турбины $N_{э.н.}$, давление и температура свежего пара p_0 и T_0 и давление отработавшего пара за турбиной $p_{2к.}$ При наличии промежуточного перегрева пара известна также температура его после промежуточного перегревателя $T_{п.п.}$ Можно также считать заданной величиной температуру питательной воды $T_{п.в.}$ На основании этих исходных данных разрабатывается тепловая схема турбоустановки; выбирается давление пара, поступающего в промежуточный пароперегреватель; давления пара в деаэраторе и регенеративных отборах. Эти параметры выбираются на основании технико-экономических расчетов. Число оборотов вала для турбин средней и большой мощности в СССР принимаются $n = 3000$ об/мин.

В паротурбинном блоке котел — турбина единичной мощностью 300 000 кВт и более в качестве привода питательного насоса применяется паровая турбина с противодавлением или конденсационная. Из регенеративной системы главной турбины пар поступает в турбину с противодавлением, а по выходе из нее направляется в нижнюю точку регенеративной системы и в ЦНД главной турбины. В конденсационную турбину привода питательного насоса пар поступает также из регенеративной системы главной турбины, но с более низким давлением, а отработавший пар из нее направляется в свой конденсатор.

При проектировании паровых турбин различают номинальную и экономическую мощности. *Номинальной* мощностью турбины называется такая мощность, которую развивает турбина неограниченное время не только при расчетных параметрах, но и при сниженных параметрах свежего пара и повышенном давлении отработавшего пара. Отклонение параметров пара, при которых турбина развивает номинальную мощность, предусматривается в технических условиях на поставку турбины. *Экономическая* мощность турбины — это мощность, при которой потребляется минимальный удельный расход тепла на 1 кВт·ч электроэнергии, снимаемой с зажимов генератора. Турбины, предназначенные работать с максимальной нагрузкой, т. е. базовые турбины большой мощности и высокого давления, имеют экономическую мощность в пределах $0,9 \div 1,0$ от номинальной. Турбины средней мощности и средних параметров имеют экономическую мощность в пределах $0,85 \div 0,90$ от номинальной.

При проектировании высокоэкономичных турбин давление отработавшего пара принимают в пределах $0,03 \div 0,04$ бар. Наиболее часто, однако, принимают $p_{2к} = 0,034$ бар. Менее экономичные турбины проектируются при $p_{2к} = 0,045 \div 0,055$ бар. В современных мощных многоступенчатых турбинах, как правило, применяются одновенечные регулирующие ступени с небольшой степенью парциальности и достаточно высокими лопатками, что обеспечивает их относительно высокие к.п.д. В турбинах малой и средней мощности из-за малых удельных расходов пара приходится применять двухвенечные регулирующие ступени с несколько меньшим к.п.д. В конденсационных турбинах современного типа, работающих с глубоким вакуумом, в связи с большими удельными объемами пара в последней ступени приходится применять предельно допустимые размеры лопаток по условиям их прочности. Поэтому при выполнении теплового расчета многоступенчатой турбины прежде всего делают предварительный расчет первой (регулирующей), второй и последней ступеней. Только после соответствующего выбора основных размеров первой, второй и последней ступеней переходят к определению числа ступеней турбины и к детальному тепловому расчету всех ступеней.

Энтальпия пара перед соплами первой ступени на $i-s$ -диаграмме определяется точкой A_0 (рис. 1-32) и равна i_0 .

Предварительный расчет первой регулирующей ступени. Размеры первой ступени следует подбирать с таким расчетом, чтобы $l > 10$ и $\varepsilon > 0,2$ для турбин малой мощности. В современных турбинах большой мощности принимают $l \gg 30 \div 40$ мм и $\varepsilon \geq 0,6 \div 0,7$.

Выходное сечение сопел определяется из условия неразрывности струи

$$f_1 = G_0 v_1 / c_1 = \pi d \varepsilon l \sin \alpha_1, \quad (1-123)$$

где G_0 — секундный расход пара через ступень (турбину), кг/с; c_1 — скорость пара по выходе из сопел, м/с; v_1 — удельный объем пара за соплами, кг/м³.

В современных паровых турбинах рабочие лопатки регулирующих ступеней выполняются, как правило, с реактивностью ρ .

Скорость пара c_1 при степени реактивности ρ на рабочих лопатках

$$c_1 = \varphi \sqrt{1 - \rho} c_a.$$

Подставляя последнее значение вместо c_1 в (1-123), получаем

$$G_0 v_1 x = \varphi \sqrt{1 - \rho} \pi d \varepsilon l u \sin \alpha_1, \quad (1-124)$$

где $x = u/c_a$.

Так как $u = \pi dn/60$, то окончательно имеем

$$60G_0 v_1 x = \varphi \sqrt{1 - \rho} \pi^2 d^2 \ln \sin \alpha_1 \epsilon. \quad (1-125)$$

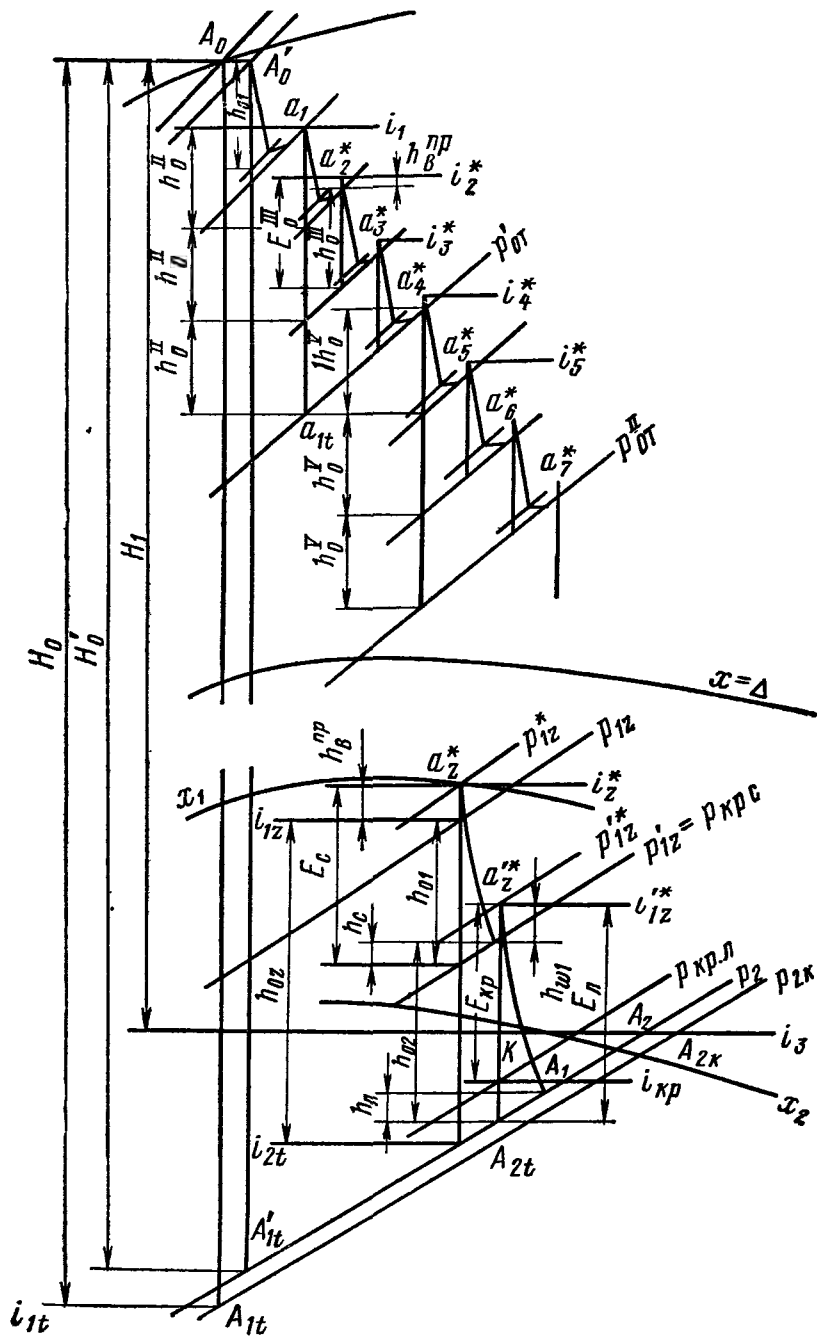


Рис. 1-32. Тепловой процесс турбины в $i-s$ -диаграмме

Решая это уравнение относительно диаметра, получаем

$$d = \sqrt{\frac{60G_0 v_1 x}{\varphi \sqrt{1-\rho} \pi^2 \ln \sin \alpha_1 \varepsilon}}. \quad (1-126)$$

Величины x , φ , ρ , l , α_1 , ε , входящие в (1-126), оцениваются в зависимости от конструкции регулирующей ступени. Приняв численные значения для указанных величин, замечаем, что в (1-126) остаются неизвестными d и v_1 . Таким образом, это уравнение можно решить только методом подбора d с последующим определением v_1 и проверкой правильности выбранного d . Для решения этого уравнения в первом приближении предварительно принимают величину d .

Тогда имеется возможность определить окружную скорость $u = \pi dn/60$, скорость пара $c_a = u/x$, адиабатный перепад тепла в соплах:

$$h_{01} = (1 - \rho) c_a^2 / 2000.$$

Тепловые потери в соплах

$$h_c = (1 - \varphi^2) (1 - \rho) c_a^2 / 2000. \quad (1-127)$$

Откладывая на i - s -диаграмме h_{01} и h_c , находим состояние пара за соплами и соответственно v_1 . Подставляя v_1 в (1-126), определяем d . Если полученное из уравнения d не будет равно предварительно принятому, то нужно принять снова значение d и сделать расчет во втором приближении. После определения d находим тепловые перепады на ступени:

$$h_0 = h_{01} / \rho, \quad (1-128)$$

на рабочих лопатках:

$$h_{02} = h_0 \rho. \quad (1-129)$$

Таким образом, получены все необходимые данные для выполнения детального теплового расчета ступени.

Предварительный расчет второй ступени. В турбинах с большим расходом пара парциальный выпуск осуществляется только для регулирующей ступени; в турбинах небольшой мощности с малыми расходами пара — иногда и для нескольких первых ступеней давления. В таком случае для расчета второй ступени принимают минимальную высоту сопла $l = 10 \div 15$ мм и $\varepsilon = 1$ и определяют диаметр по (1-126) при $\varepsilon = 1$ методами последовательных приближений, так же как и для регулирующей ступени. Для второй ступени турбины средней и большой мощностей $\varepsilon = 1$; высоту сопел следует выбирать не менее $15 \div 20$ мм и более в зависимости от желаемого диаметра и числа ступеней турбины.

Для определения состояния пара перед соплами второй ступени рекомендуется выполнить детальный расчет первой ступени, используя данные, приведенные в гл. 1-2 и 1-3.

Предварительный расчет последней ступени конденсационной турбины. Применяя для выходного сечения каналов рабочих лопа-

ток последней ступени уравнение неразрывности струи, можем записать

$$f_2 v_2 = G_0 w_2 = \pi d l w_2 \sin \beta_2, \quad (1-130)$$

где v_2 — удельный объем пара по выходе из рабочих лопаток, кг/м³.

Так как $w_2 \sin \beta_2 = c_2 \sin \alpha_2$, то

$$G_0 v_2 = \pi d l c_2 \sin \alpha_2. \quad (1-131)$$

Обозначив дополнительно отношение $d/l = \vartheta$, представим (1-131) в виде:

$$G_0 v_2 = (\pi d^2 / \vartheta) c_2 \sin \alpha_2. \quad (1-132)$$

Решая это уравнение относительно диаметра, получаем

$$d = \sqrt{G_0 v_2 \vartheta / (\pi c_2 \sin \alpha_2)}. \quad (1-133)$$

Потери с выходной скоростью можно выразить так:

$$c_2^2 / 2000 = h_b = \zeta_b H_0, \quad (1-134)$$

где ζ_b — коэффициент потерь тепла с выходной скоростью в последней ступени.

Из (1-134) получаем

$$c_2 = 44,7 \sqrt{\zeta_b H_0}. \quad (1-135)$$

Скорость c_2 пара по выходе из рабочих лопаток последней ступени полностью теряется. Чем больше скорость c_2 , тем больше потери от выходной скорости и тем ниже к.п.д.

В конденсационных турбинах потери с выходной скоростью в последней ступени ζ_b достигают 1÷2% от располагаемого теплоперепада H_0 турбины. Величина ζ_b при предварительном расчете последней ступени принимается по оценке.

Подставив в (1-133) вместо c_2 ее значение из (1-135), получим

$$d = \sqrt{G_0 v_2 \vartheta / (\pi \cdot 44,7 \sqrt{\zeta_b H_0} \sin \alpha_2)}. \quad (1-136)$$

Для конденсационных турбин малой и средней мощности стремятся принимать отношение $d/l = \vartheta \gg 5 \div 6$. В современных экономических турбинах большой мощности значение ϑ по необходимости уменьшают до 2,6.

Удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток находят на основании предварительной оценки к.п.д. турбины по $i-s$ -диаграмме. Желательно выходной угол абсолютной скорости c_2 иметь $\alpha_2 = 90^\circ$. Следовательно, для предварительного определения d в (1-136) можно принять $\sin \alpha_2 = 1$.

В настоящее время многие турбостроительные заводы для турбин большой мощности допускают окружные скорости по среднему диаметру 400 м/с. Если u окажется чрезмерной при крайних допустимых значениях ϑ и ζ_b , то для заданного пропуска пара через последнюю ступень невозможно построить турбины с однопоточным выпуском. В таких случаях прибегают к дублированному потоку пара в последних ступенях турбины (см. рис. 1-25).

Тепловой перепад, срабатываемый в последней ступени,

$$h_{0z} = u^2 / (2000x^2), \quad (1-137)$$

где $u = \pi dn/60$; можно принимать $u/c_a = x = 0,63 \div 0,65$ (бóльшие значения относятся к ступеням с реактивностью $\rho \approx 50\%$).

Для определения d последней ступени турбины с противодавлением следует пользоваться уравнением (1-126), выведенным для первой ступени, полагая $\epsilon = 1$.

Распределение теплопадений. После определения конструктивных размеров указанных ступеней окончательно производится детальный тепловой расчет регулирующей ступени. На i — s -диаграмме (см. рис. 1-32) откладываются все тепловые потери в ступени и определяется состояние пара перед соплами второй ступени (точка a_1). По данным предварительного расчета второй ступени находится теплоперепад в соплах h''_{01} , на ступени h''_0 и на рабочих лопатках h''_{02} по (1-128) — (1-129). От точки a_1 до давления в первом отборе $p'_{от}$ проводится адиабата до точки a_{1t} . Отрезок $a_1 a_{1t}$ представляет собой располагаемый тепловой перепад от камеры регулирующей ступени до первого отбора h_{01} . Его нужно разделить на теплоперепад h''_0 , срабатываемый на второй ступени. Если в результате деления получится целое число, то можно считать, что оно соответствует числу ступеней турбины от камеры регулирующей ступени до первого отбора. В противном случае нужно изменить диаметр и снова определить h''_0 . Приняв по основной адиабате $a_1 a_{1t}$ теплоперепады на ступенях до первого отбора одинаковыми и равными h''_0 и отложив их, найдем давление перед соплами третьей и четвертой ступеней. Эти давления кладутся в основу тепловых расчетов ступеней отсека.

Поскольку в первых ступенях турбин удельные объемы пара увеличиваются незначительно, то рекомендуется принимать для группы ступеней одинаковыми углы наклона сопел α_1 и рабочих лопаток β_2 . Для сохранения плавной проточной части турбины рекомендуется в этих ступенях увеличивать диаметры по средним окружностям от ступени к ступени на $2 \div 4$ мм.

В результате окончательного детального теплового расчета второй ступени и определения размеров ее проточной части по i — s -диаграмме определяется состояние пара перед соплами третьей ступени (точка a_2^*). Последняя характеризует состояние пара с учетом параметров торможения, так как скоростная энергия по выходе с рабочих лопаток используется в соплах третьей ступени.

Величина располагаемой энергии для третьей ступени

$$E_0''' = h_0''' + h_b^{np},$$

где $h_b^{np} = c_2/2000$; c_2 — скорость пара по выходе с рабочих лопаток предыдущей, второй ступени.

Следует заметить, что при указанном методе распределения теплопадений $E_0''' > h_0''$, следовательно, и значение u/c_a может оказаться

неоптимальным. В таких случаях, чтобы обеспечить оптимальное отношение u/c_a , можно принимать $h_0'' - h_0''' \approx 1 \div 1,5$ кДж/кг.

Имея в виду, что зависимость η_{01} вблизи оптимума протекает плавно, а диаметры последующих ступеней несколько возрастают, для первых ступеней турбины можно принимать тепловые перепады одинаковыми по основным адиабатам.

В области низких давлений пара, где удельные объемы v резко возрастают, должны увеличиваться диаметры и теплоперепады от ступени к ступени. Для обеспечения плавной проточной части турбины в последних ступенях конденсационных турбин нужно увеличивать и углы наклона сопел α_1 и рабочих лопаток β_2 , а также принимать более высокую реактивность на рабочих лопатках, достигающую в последней ступени 50% и более от располагаемого теплоперепада на ступени h_{0z} .

Тепловые расчеты всех ступеней турбины независимо от реактивности на рабочих лопатках при скоростях пара ниже критических выполняются так же, как показано в гл. 1-2. При последовательном выполнении тепловых расчетов ступеней турбины дополнительно требуется определять энтальпии пара перед соплами последующих ступеней.

Энтальпия перед соплами второй ступени (точка a_1)

$$i_1 = i_0 - h'_{01} + h'_c - h'_{02} + h'_л + h'_в + h'_{т.в}, \quad (1-138)$$

где h'_{01} — тепловой перепад в соплах первой ступени, кДж/кг; h'_c — тепловая потеря в соплах, кДж/кг; h'_{02} — тепловой перепад на рабочих лопатках от реактивности на них, кДж/кг; $h'_л$ — тепловая потеря на рабочих лопатках, кДж/кг; $h'_в$ — тепловая потеря с выходной скоростью, кДж/кг; $h'_{т.в}$ — тепловая потеря на трение и вентиляцию, кДж/кг.

Теплосодержание перед соплами третьей ступени (точка a_2^*)

$$i_2^* = i_1 - (1 - \rho) h''_0 + h''_c - \rho h''_0 + h''_л + h''_{т.в} + h''_{ут} + h''_в, \quad (1-139)$$

где ρ — степень реактивности на рабочих лопатках; $h''_{ут}$ — потери от утечек пара через лабиринтовые уплотнения диафрагмы; остальные обозначения те же, что и в (1-138), но для второй ступени турбины.

Производя последовательно тепловые расчеты ступеней турбины и определяя теплосодержания перед соплами каждой последующей ступени, используя (1-138) или (1-139), находим точку a_2^* , определяющую состояние пара перед соплами последней ступени также с учетом параметров торможения. В последних ступенях конденсационных турбин большой мощности в соплах и на рабочих лопатках возникают критические и сверхкритические скорости пара. Применительно к рассматриваемому тепловому процессу в последней ступени (см. рис. 1-32) имеем критическую скорость пара в соплах $c_1 = c_{кр}$, а на рабочих лопатках скорость $\omega_2 > \omega_{2кр}$. Ниже рассматривается последовательность теплового расчета этой ступени при $\gamma_{кр} = p'_{12}/p''_{12} = 0,577$ (степень работы в области влажного пара).

Для выполнения теплового расчета последней ступени имеем следующие известные параметры: p_{1z}^* , p_{1z} — соответственно фиктивное и действительное давления пара перед соплами; i_z^* , i_z — теплосодержания пара перед соплами соответственно с учетом и без учета параметров торможения, кДж/кг; p_2 — давление пара за рабочими лопатками, бар; h_{0z} — располагаемый тепловой перепад на ступени, кДж/кг; d_z — диаметр по средней окружности рабочих лопаток из предварительного расчета последней ступени, мм.

Примем для расчета, как это имеет место для турбин большой мощности, что расширение пара в соплах происходит до критического давления $p_{кр\ c}$. Величина этого давления определяется из условия

$$p_{кр\ c} = p_{1z}' = \gamma_{кр} p_{1z}^*.$$

По i — s -диаграмме находим располагаемый теплоперепад на соплах h_{01} и полную энергию $E_c = h_{01} + h_{в}^{пр}$.

Скорость пара по выходе из сопел

$$c_1 = c_{кр} = 44,7\varphi \sqrt{E_c}.$$

где $\varphi = 0,98$ принимаем по оценке.

Теоретическая скорость пара за соплами $c_{1t} = c_1/\varphi$.

Угол наклона сопел для последней ступени можно принимать $\alpha_1 = 22 \div 26^\circ$.

Окружную скорость по среднему диаметру подсчитываем по уравнению $u_{zc} = \pi (d_z - 0,01) n/60$, где диаметр по средней окружности для сопел берем на 10 мм меньше среднего диаметра d_z , полученного для рабочих лопаток со стороны выхода пара.

Из треугольника скоростей или аналитически определяем w_1 и β_1 . Находим тепловые потери в соплах h_c , энергию торможения при входе на рабочие лопатки $h_{w1} = w_1^2/2000$ и наносим их на i — s -диаграмму. Точка a_z^* определяет состояние пара перед рабочими лопатками ступени с учетом параметров торможения (p_{1z}^* — фиктивное давление перед рабочими лопатками и i_{1z}^* — теплосодержание).

Располагаемая энергия на рабочих лопатках

$$E_{л} = h_{02} + h_{w1}.$$

Относительная теоретическая скорость пара по выходе с рабочих лопаток

$$w_{2t} = 44,7 \sqrt{E_{л}}.$$

Относительная действительная скорость $w_2 = \psi w_{2t}$, где $\psi = 0,95 \div 0,97$ — скоростной коэффициент при реактивности на рабочих лопатках $\rho \approx 50\%$.

Угол наклона рабочих лопаток β_2 со стороны выхода пара по средней окружности целесообразно принимать исходя из условия мини-

мальной величины тепловой потери с выходной скоростью h_v . При $\alpha_2 = 90^\circ$ значение h_v будет минимальным. Таким образом, для дальнейшего расчета ступени имеем: w_2 ; $u = \pi d_z n / 60$; $\alpha_2 = 90^\circ$ и $w_2 > w_{2кр}$.

Угол наклона потока на выходе с рабочих лопаток с учетом расширения пара в косом срезе $\beta'_2 = \beta_2 + \omega$ (β_2 — угол наклона рабочей лопатки, ω — угол отклонения потока в косом срезе лопаток) определяем следующим способом. Из полюса O проводим луч Oz под углом $\alpha_2 = 90^\circ$ к направлению окружной скорости Ou (рис. 1-33) и из точки O радиусом w_2 (w_2 принимается в масштабе) описываем дугу, перемещая вектор окружной скорости u параллельно линии Ou . Момент соприкосновения вершины вектора с дугой радиуса w_2 дает искомую точку a и направление угла β'_2 , так как отрезок Oa численно равен вектору скорости w_2 .

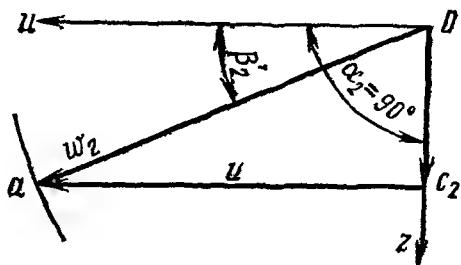


Рис. 1-33. Вспомогательный треугольник скоростей для определения угла β_2

Угол наклона β_2 рабочих лопаток

$$\sin \beta'_2 = \sin (\beta_2 + \omega) = \frac{w_{2кр}}{w_2} \frac{v_2}{v_{кр}} \sin \beta_2, \quad (1-140)$$

Для получения β_2 требуется дополнительно найти $w_{кр} = 44,7 \times \sqrt{E_{кр}}$, удельные объемы $v_{кр}$ (точка k) и v_2 (точка A_1), определяющие состояние пара в горле и выходном сечении рабочих лопаток с учетом отклонения струи в косом срезе (см. рис. 1-32). Чтобы найти v_2 , требуется подсчитать тепловые потери на рабочих лопатках $h_{л} = (w_{2t}^2 - w_2^2) / 2000$ и отложить их на $i-s$ -диаграмме.

Уравнение (1-140) удобнее представить так:

$$\sin \beta_2 = \frac{w_2}{w_{2кр}} \frac{v_{кр}}{v_2} \sin \beta'_2. \quad (1-141)$$

Подставляя в это уравнение значения входящих в него величин, найдем $\sin \beta_2$, затем β_2 и $\omega = \beta'_2 - \beta_2$.

Профилирование длинных лопаток см. § 1-19.

Расчет последней ступени завершается определением размеров сопел, рабочих лопаток и тепловых потерь, в том числе потерь на влажность, так же определяется энтальпия i_2 (точка A_2) за рабочими лопатками (см. рис. 1-32).

Диаграммный к.п.д. турбины $\eta_{oi} = H_i / H_0$. Поскольку η_{oi} может отличаться от предварительно принятого $\eta_{oi}^{пр}$, необходимо для построения предварительного теплового процесса определить действительную электрическую мощность на зажимах генератора $N_{э.р}$ и ввести некоторые уточнения в расчет регенеративной системы.

Уравнение мощности $N_{э.р}$ при любом числе отборов

$$N_{э.р} = \sum_1^z G_i h_i \eta_m \eta_r, \quad (1-142)$$

где z — число отсеков турбины, в пределах которых $G_i = \text{const}$; G_i — расходы пара через отсеки турбины, кг/с; h_i — полезно использованные тепловые перепады по отсекам турбины, кДж/кг; η_m , η_r — к.п.д. соответственно механический и генератора.

Мощность $N_{э.р}$ является расчетной мощностью.

Рекомендуемое распределение теплоперепадов на ступени по отсекам турбины (между давлениями в отборах пара на регенерацию) нельзя рассматривать строго обязательным. Такое распределение должно помочь учащемуся без особых затрат труда и времени более правильно решить основные задачи по конструированию проточной части турбины.

Окончательное формирование проточной части нужно подчинить требованию высокой экономичности турбины, т. е. конструированию ступеней с высокими к.п.д. Это условие, как известно, может быть выполнено: при оптимальных отношениях $u/c_{ад}$ для каждой ступени, применением высокоэкономичных профилей сопловых и рабочих лопаток, организацией плавной проточной части, правильной организацией осевых и радиальных уплотнений, выбором правильных перекрыш для рабочих лопаток и т. д.

В пределах цилиндра и особенно для отсека ступеней между отборами нельзя допускать осевых «разрывов» между ступенями, скачкообразного изменения по диаметрам и высотам лопаток. Увеличение средних диаметров для последующих ступеней необходимо согласовывать с приращением высот сопловых и рабочих лопаток.

Для роторов, особенно цельнокованных, в целях унификации типоразмеров рекомендуется применять одинаковые размеры по ободам дисков (первые ступени турбины) и пазам для закрепления в них рабочих лопаток, что упростит технологию изготовления и стоимость оборудования.

Таким образом, если в процессе распределения теплоперепадов на группу ступеней между отборами пара не удастся обеспечить оптимальные отношения $u/c_{ад}$ и плавную проточную часть, возможно изменить давления в отборах и в первую очередь удовлетворить требованиям по экономичности турбины. В связи с этим после выполнения теплового расчета турбины необходимо внести уточнения в расчет тепловой схемы турбоустановки.

§ 1-21. Расчет осевых усилий

Осевые усилия в реактивной турбине. Осевое усилие в реактивной турбине складывается из следующих составляющих:

осевое давление на уступы ротора $R_{уст}$;

осевое давление на рабочие лопатки от разности давления пара на них $R_{р.л}$;

осевое давление на конусную часть барабана $R_{к.б}$;

осевое давление от разности количества движения $R_{к.д}$.

Осевое давление на уступы ротора (рис. 1-34, а) определяется по уравнению

$$R_{уст} = \frac{\pi}{4} [(d_2^2 - d_1^2) p_1 + (d_3^2 - d_2^2) p_2 + (d_4^2 - d_3^2) p_3 - (d_4^2 - d_5^2) p_4 \pm \pm (d_5^2 - d_1^2) p_a], \quad (1-143)$$

где p_1, p_2, p_3 и p_4 — давления пара на уступы ротора; p_a — атмосферное давление.

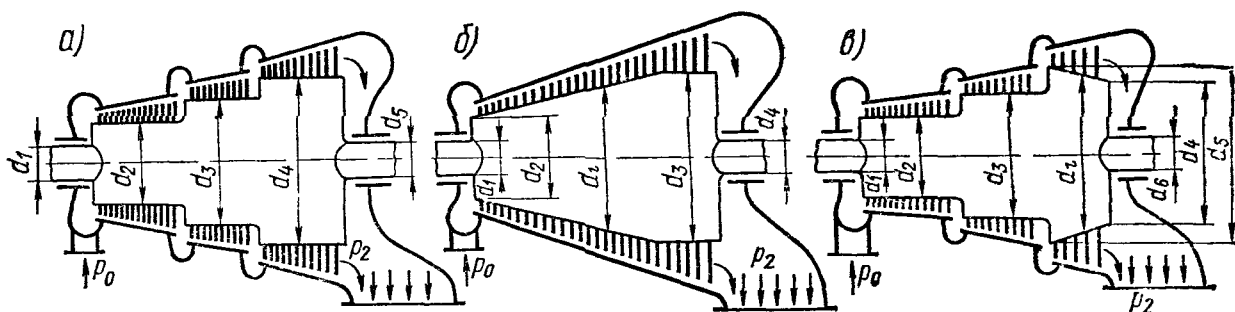


Рис. 1-34. Принципиальные схемы конструкций проточной части реактивных турбин

Осевое давление на рабочие лопатки всех ступеней турбины от разности давлений (см. рис. 1-34, а)

$$R_{р.л} = \frac{\pi}{4} \sum_1^z (d_{вi}^2 - d_{бi}^2) (p'_{1i} - p'_{2i}), \quad (1-144)$$

где $d_{вi}$ и $d_{бi}$ — диаметры по вершинам рабочих лопаток и у их оснований; p'_{1i} и p'_{2i} — давления пара перед и за рабочими лопатками ступеней турбины.

Осевое усилие на ротор турбины от разности количеств движения пара

$$R_{к.д} = \sum_1^z G (c_{1i} - c_{2i}), \quad (1-145)$$

где G — расход пара через лопатки ступени, кг/с; c_{1i} и c_{2i} — проекции абсолютных скоростей пара в ступени на ось турбины; z — число ступеней турбины.

• Общее осевое давление на ротор турбины (см. рис. 1-34, а) составляет алгебраическую сумму от сложения (1-143)—(1-145):

$$R_0 = R_{уст} + R_{р.л} + R_{к.д}. \quad (1-146)$$

При подсчете осевого давления на ротор турбины R_0 необходимо различать знаки направления действия силы: направление по ходу

пара принимается за положительное, а противоположное ему — за отрицательное.

Упорный подшипник воспринимает осевые усилия и фиксирует ротор турбины в осевом направлении.

Осевое равновесие ротора определяется уравнением

$$R_0 = F_{\text{уп}} q = R_{\text{уст}} + R_{\text{р.л}} + R_{\text{к.д}}, \quad (1-147)$$

где $F_{\text{уп}}$ — рабочая поверхность упорного подшипника, см^2 ; q — удельное давление на рабочие колодки подшипника, Н/см^2 .

Величина q принимается: в подшипниках сегментного типа — до

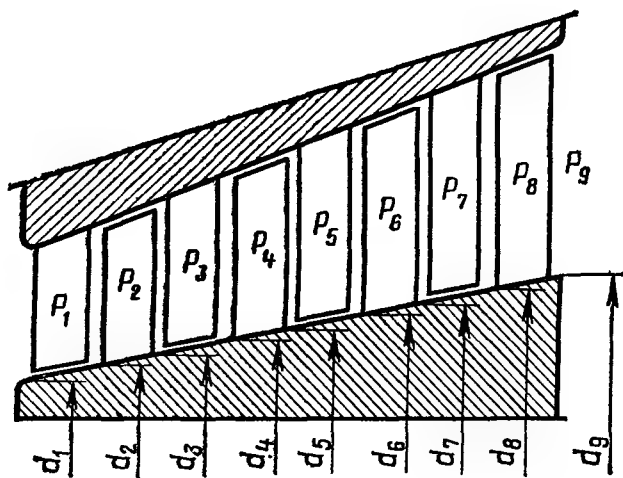


Рис. 1-35. Схема конусной части ротора реактивной турбины

$150 \div 200 \text{ Н/см}^2$, а в гребенчатых подшипниках — не выше $50 \div 80 \text{ Н/см}$.

У турбин без разгрузочного поршня (см. рис. 1-34, а) все величины в (1-147) известны, кроме $F_{\text{уп}}$ и q . В этом случае в зависимости от конструкции упорного подшипника достаточно принять q и определить $F_{\text{уп}}$.

Осевое давление на конусную часть барабана (рис. 1-35)

$$R_{\text{к.б}} = \frac{\pi}{4} \sum [(d_2^2 - d_1^2) (p_1 - p_2) + (d_3^2 - d_2^2) (p_2 - p_3) + \dots + (d_9^2 - d_8^2) (p_8 - p_9)]. \quad (1-148)$$

Осевое давление на уступы ротора (рис. 1-34, б)

$$R_{\text{уст}} = \frac{\pi}{4} [(d_2^2 - d_1^2) p_1 - (d_3^2 - d_2^2) p_2 \pm (d_4^2 - d_3^2) p_a], \quad (1-148')$$

где обозначения d_1, d_2 и т. д. и p_1, p_2 и p_a аналогичны обозначениям рис. 1-34, а.

Подсчет осевого давления на рабочие лопатки и от разности количества движения производится по (1-144) и (1-145).

Общее осевое усилие на ротор с конусной частью барабана (см. рис. 1-34, б)

$$R'_0 = F'_{\text{уп}} q' = R_{\text{уст}} + R_{\text{р.л}} + R_{\text{к.б}} + R_{\text{к.д}}. \quad (1-148'')$$

В этом уравнении принимается значение q' и определяется величина $F'_{уп}$.

Для схемы на рис. 1-34, в осевое усилие на конусную часть барабана будет иметь отрицательный знак. У турбин с разгрузочным поршнем (см. рис. 1-2 или 1-3) осевые усилия зависят от диаметра разгрузочного поршня $d_{п.}$. Принимая $d_{п.}$, производим расчет разгрузки упорного подшипника и соответственно подбираем приемлемые значения $F_{уп}$ и q .

Осевые усилия в активной турбине. Осевое давление в активной турбине можно определить по формуле, аналогичной (1-147):

$$R'_0 = R_{уст} + R_{п.д} + R'_{р.л} + R_{к.д}, \quad (1-149)$$

где $R_{уст}$ — осевое давление на уступы ротора между ступицами двух соседних дисков, имеющих разные диаметры; $R_{п.д}$ — осевое давление на кольцевые поверхности дисков всех ступеней от перепадов давлений за счет реакции; $R'_{р.л}$ — осевое давление на рабочие лопатки при наличии на них перепада давлений, т. е. реактивности; $R_{к.д}$ — осевое давление от разности количеств движения, подсчитывается по (1-145).

Перепад давлений на диск при отсутствии и наличии разгрузочных отверстий можно определить по уравнению

$$R_{д.л} = R_{п.д} + R'_{р.л} = \frac{\pi}{4} \sum_1^z (d_{в}^2 - d_{ст}^2) (p_{1i} - p_{2i}) \alpha_1, \quad (1-150)$$

где $d_{в}$ — диаметры по вершинам рабочих лопаток; $d_{ст}$ — диаметры ступиц дисков, т. е. у основания рабочей части лопаток; p_{1i} , p_{2i} — расчетные давления пара перед диском и за ним; α_1 — коэффициент; $\alpha_1 > 1$ при отсутствии разгрузочных отверстий в дисках, $\alpha_1 < 1$ при наличии их.

В зависимости от величин зазоров уплотнений диафрагм и зазоров между диафрагмами и ободами дисков действительные осевые давления могут быть выше на 10÷20%, а иногда и больше, т. е. $\alpha_1 = 1,10 \div 1,20$ и больше. Наоборот, если есть разгрузочные отверстия в дисках, действительные осевые давления будут при $\alpha_1 < 1$. В зависимости от величины площади разгрузочных отверстий, зазоров в уплотнениях диафрагм и ободами дисков $\alpha_1 = 0,50 \div 0,80$.

Определение действительных перепадов давлений на диски с учетом влияния перетекания пара через осевые зазоры между диафрагмами и дисками, а также через разгрузочные отверстия в дисках вызывает большие затруднения из-за отсутствия надежных данных о коэффициентах расхода. Из-за несовершенства расчетов осевого давления, технологических ошибок при изготовлении сопловых и рабочих лопаток, изменения радиальных и осевых зазоров в проточной части, уплотнения диафрагм и концов вала осевое усилие на упорный подшипник может значительно превысить расчетную величину. Осевое давление на ротор зависит от режимов работы турбины и состояния радиальных и осевых зазоров в проточной части ее. В практике эксплу-

атации турбин было немало случаев выплавления упорных подшипников и связанных с этим тяжелых аварий. В последние годы найден экспериментальный метод измерения осевого давления на работающей турбине при помощи термопар. В результате этих исследований М. А. Трубилов предложил способ контроля за работой упорных подшипников по температуре белого металла на рабочих колодках. Этот способ оказался весьма эффективным и широко внедряется в практику контроля за работой турбин.

§ 1-22. Режимы работы турбин

Мощность, при которой турбина работает с наименьшим удельным расходом тепла и, следовательно, с наибольшим к. п. д., называется *экономической*.

Длительная предельно допускаемая мощность турбины называется *номинальной*. Номинальная мощность в зависимости от назначения турбины может быть равна или больше экономической на $5 \div 20 \%$.

Основной тепловой расчет турбины производится на экономическую мощность. При этом расчете в основу распределения тепловых потерь по ступеням турбин принимаются наивыгоднейшие отношения $(u/c_a)_n$.

Мощность турбины при ее работе может изменяться во всем диапазоне нагрузок — от холостого хода до номинальной величины. Изменение мощности турбин осуществляется в основном за счет изменения расхода пара, тепловых потерь H_0 и начальных параметров p_0 и t_0 .

Мощность турбин можно изменять одним из следующих способов: 1) дросселированием свежего пара при впуске в турбину (дроссельное парораспределение); 2) изменением числа открытых сопел первой регулирующей ступени турбины (сопловое парораспределение); 3) подводом свежего пара к одной или нескольким промежуточным ступеням турбины (парораспределение с внешним обводом).

У паровых турбин кроме регулирующих клапанов перед каждой турбиной устанавливаются один или два автоматических стопорных клапана. При подводе пара к турбине по одному паропроводу устанавливается один автоматический стопорный клапан. При больших расходах пара ($400 \div 900$ т/ч и выше) пар к турбине подводится по двум-четырем паропроводам и на каждом из них устанавливается по автоматическому стопорному клапану. Во время работы турбины независимо от ее нагрузки эти клапаны всегда полностью открыты.

Принципиальные схемы парораспределения для турбин представлены на рис. 1-36.

Дроссельное парораспределение (рис. 1-36, а). При дроссельном парораспределении, которое в настоящее время применяется очень редко, пар подводится к соплам одновременно по всей окружности ($\epsilon = 1$) через один или два одновременно открывающихся дроссельных регулирующих клапана. Последние открываются полностью только при номинальной мощности турбины. При такой схеме парораспределения номинальная мощность совпадает с экономической.

При неполных нагрузках турбины дроссельный клапан открывается частично. Таким образом, при частичных нагрузках происходит дросселирование всего количества свежего пара, поступающего в турбину.

Дросселирование пара сопровождается потерями располагаемого теплоперепада турбины и значительным ухудшением ее к.п.д.

На рис. 1-37 представлен тепловой процесс турбины при номинальной (сплошные линии) и частичных (пунктирные линии) нагрузках. С увеличением дросселирования (нагрузка турбины понижается) потери от дросселирования ΔH растут и тем больше, чем меньше нагрузка. Располагаемый теплоперепад на проточную часть, а следовательно, и использованный перепад тепла при недогрузках турбины резко понижаются. Таким образом, работа турбины с дроссельным парораспределением при недогрузках является неэкономичной.

Сопловое парораспределение. При сопловом парораспределении свежий пар

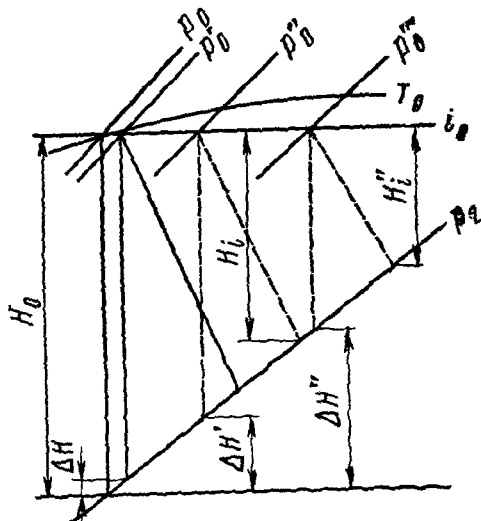


Рис. 1-37. Тепловой процесс турбины в i — s -диаграмме при дроссельном парораспределении

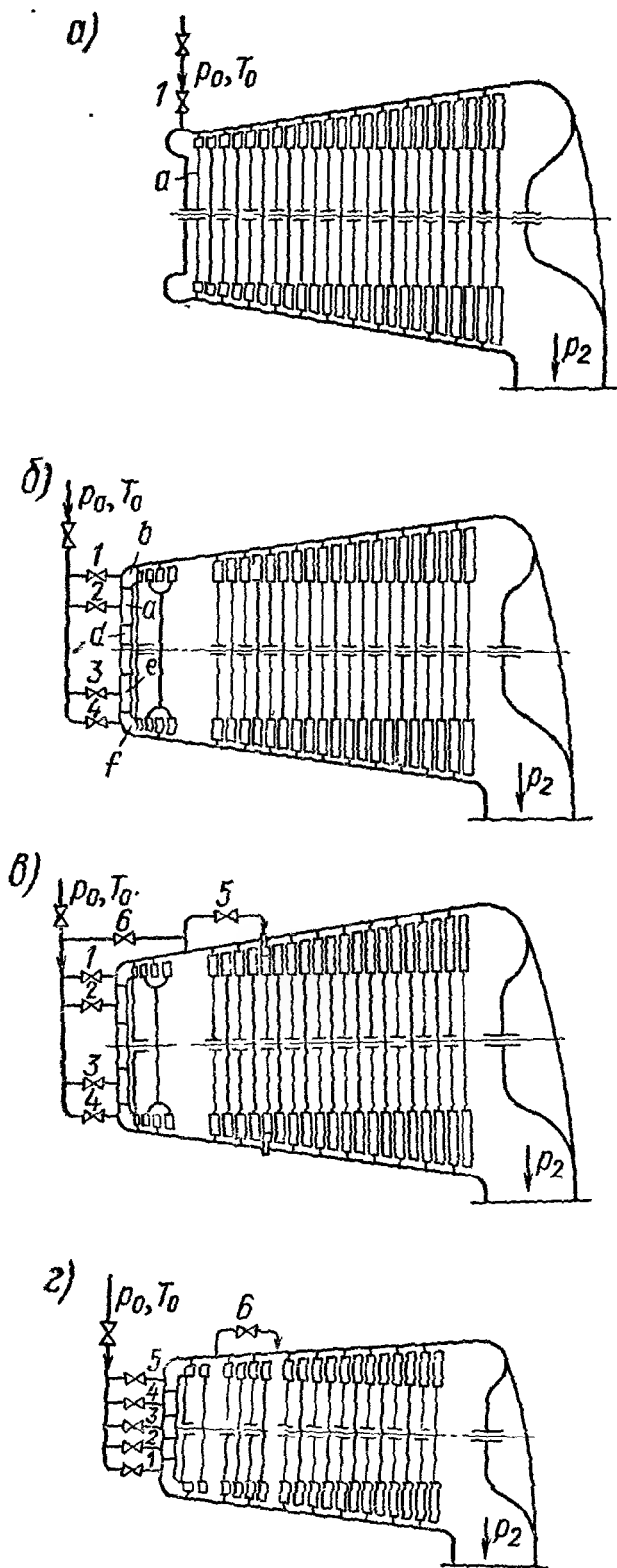


Рис. 1-36. Принципиальные схемы парораспределения

поступает к соплам первой ступени через несколько ($3 \div 10$) клапанов, называемых *сопловыми*, или *регулирующими*. Каждый регулирующий клапан обслуживает свою группу сопел. На рис. 1-36, б представлена схема парораспределения турбины с сопловым регулированием с четырьмя регулирующими клапанами 1, 2, 3 и 4.

При номинальной нагрузке турбины все регулирующие клапаны открыты полностью, степень парциальности впуска при этом $\varepsilon < 1$.

При изменениях нагрузки турбины регулирующие клапаны последовательно открываются или закрываются. Поэтому степень парциальности впуска регулирующей ступени изменяется в зависимости от числа открытых клапанов.

В пределах открытия каждого регулирующего клапана происходит дросселирование пара, что вызывает потери. Так как при сопловом парораспределении через каждый регулирующий клапан проходит лишь часть общего количества пара, то потери от дросселирования меньше, чем в турбине с дроссельным парораспределением. К. п. д. турбин с сопловым парораспределением более устойчив при изменении нагрузок, чем к. п. д. турбин с дроссельным регулированием.

Обводное парораспределение. В турбинах с сопловым парораспределением иногда применяются внутренние и внешние обводы пара для повышения их мощности. При этом пар может подводиться как в камеру регулирующей ступени через клапан б, так и к соплам третьей или даже четвертой ступени через клапан 5 (рис. 1-36, в). При такой схеме парораспределения клапаны б и 5 могут открываться почти одновременно.

В турбинах с сопловым парораспределением может применяться и внутренний обвод пара, обычно из камеры регулирующей ступени через две-три ступени (клапан б, рис. 1-36, г).

§ 1-23. Давление и расход пара в ступенях турбин и распределение теплопадения при переменном режиме

Изменение расхода пара через турбину вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов в ее ступенях. Флюгель установил аналитическую зависимость между расходом и давлениями в ступенях турбины. В общем виде эта зависимость для скоростей пара в соплах ниже критических выражается уравнением

$$G/G_0 = \sqrt{T_{10}/T_1} \sqrt{(p_1^2 - p_2^2)/(p_{10}^2 - p_{20}^2)}, \quad (1-151)$$

пригодным только для группы ступеней.

Здесь G_0 и G — расходы пара через турбину соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах; T_{10} , T_1 — абсолютные температуры соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах; p_{10} , p_1 — давления перед соплами первой или любой ступени соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах; p_{20} , p_2 — давления

за рабочими лопатками последней или любой ступени соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах.

Для паровой турбины отношение $\sqrt{T_{10}/T_1}$ обычно близко к единице, поэтому часто пользуются (1-151) в таком виде:

$$G/G_0 = \sqrt{(p_1^2 - p_2^2)/(p_{10}^2 - p_{20}^2)}. \quad (1-152)$$

Для турбин, работающих с глубоким вакуумом, членами p_{20} и p_2 можно пренебречь ввиду их малости.

Тогда для конденсационной турбины можно написать

$$G/G_0 = p_1/p_{10},$$

или

$$p_1 = (G/G_0) p_{10}. \quad (1-152')$$

Из (1-152') следует, что для конденсационной турбины давление пара перед соплами любой ступени изменяется прямо пропорционально изменению расхода пара. При определении давлений в ступенях уравнение (1-152') в отличие от (1-151) и (1-152) действительно при скоростях пара как ниже, так и выше критических.

Уравнения (1-151), (1-152) и (1-152') с достаточной точностью могут применяться при расчетах турбины или группы ступеней (не менее трех). Нужно также учитывать, что эти уравнения применимы для тех случаев, когда площади всех проходных сечений рассматриваемой турбины или ее группы ступеней сохраняются неизменными.

Уравнение (1-152') показывает, что давление в ступени изменяется прямо пропорционально расходу пара. Таким образом, изменение давлений в ступенях конденсационной турбины с глубоким вакуумом в зависимости от расхода изображается пучком лучей, исходящим из начала координат. На рис. 1-38, а представлены линии изменения давлений для четырех промежуточных ступеней конденсационной турбины. В точках a_1, a_2, a_3 и a_4 отмечены давления пара для расчетного (экономического) режима турбины, а в точках a_1', a_2', a_3' и a_4' — для максимального.

Изменение давления в ступени турбины с противодавлением или с ухудшенным вакуумом в зависимости от расхода пара определяется по (1-151) или приближенно по (1-152). Если эти уравнения для различных G при $p_2 = p_{20} = \text{const}$ решать относительно p_1 , то получаем

$$p_1 = \sqrt{(T_1/T_{10}) (G/G_0)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2},$$

или

$$p_1 = \sqrt{(G/G_0)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2}. \quad (1-152'')$$

Если для различных значений G подсчитать давления в ступенях турбины по одному из указанных уравнений и построить графики зависимости p_1 от G , то получим семейство кривых линий с началом в точке б (рис. 1-38, б). На этом графике нанесены кривые изменения давлений только для четырех ступеней турбины. В точках $b_1, b_2,$

b_3 и b_4 даны расчетные давления, а в точках b_1' , b_2' , b_3' и b_4' — давления при $G_{\max}$.

Часто при расчетах приходится определять расход пара через турбину или группу ступеней при неизменном начальном давлении для изменяющихся противодавлений. Тогда, решая (1-151) или (1-152) относительно G , получаем

$$G = G_0 \sqrt{(T_{10}/T_1) (p_1^2 - p_2^2) / (p_{10}^2 - p_{20}^2)},$$

или

$$G = G_0 \sqrt{(p_1^2 - p_2^2) / (p_{10}^2 - p_{20}^2)}. \quad (1-152''')$$

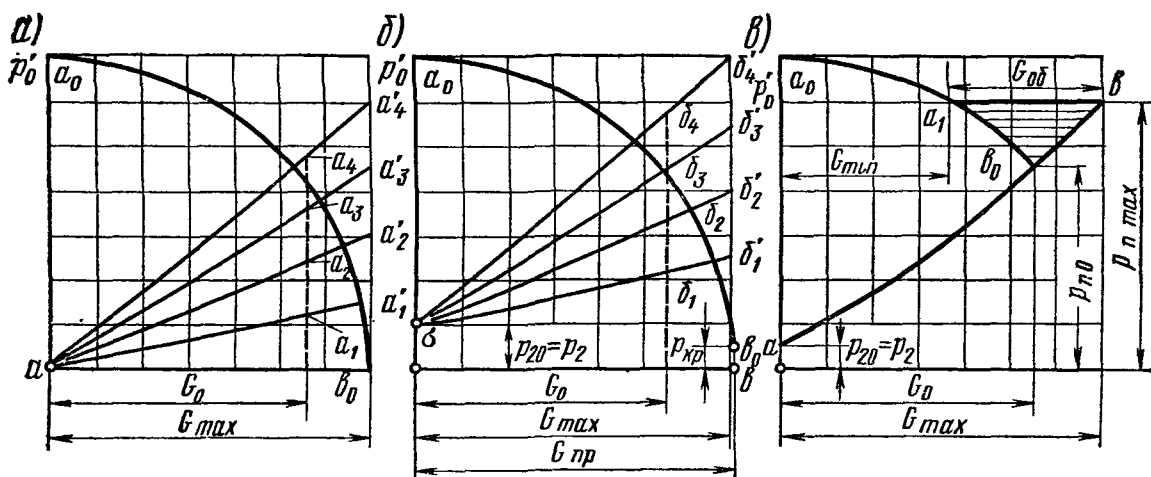


Рис. 1-38. Графики изменения давления пара в ступенях турбины в зависимости от расхода G

Если положить, согласно принятому условию, $p_1 = p_{10} = \text{const}$, то для различных давлений p_2 по одному из указанных уравнений можно подсчитать G . Зависимость G от p_2 для конденсационной турбины представлена кривой a_0b_0 , для турбины с противодавлением — кривой $a_0b_0в$ (см. рис. 1-38, а и б). Прямая $в_0в$ на рис. 1-38, б показывает предельно достижимый расход пара $G_{\text{пр}}$ через турбину при понижении противодавления. При этом расходе пара через турбину в выходном сечении сопел или рабочих лопаток последней ступени турбины устанавливается критическое давление $p_{\text{кр}}$. Поэтому при всех противодавлениях, меньших $p_{\text{кр}}$, расход пара через турбину остается постоянным.

По (1-151) и (1-152) можно определить любую величину, например давление в ступени либо расход пара через турбину или группу ступеней при перерасчетах турбины на различные режимы.

На рис. 1-38, в кривая линия $ав_0$ показывает изменение давления пара в камере перегрузки для расходов пара через турбину, изменяющихся от нуля до G_0 . Изменение расхода пара от G_0 до G_{max} происходит при повышении давления в камере перегрузки по линии $в_0в$. Давление пара в камере перегрузки при увеличении расхода пара от нуля до G_0 повышается от p_2 до $p_{\text{по}}$, в то время как с увеличением

расхода от G_0 до $G_{\max}$ давление пара в камере перегрузки растет от $p_{\text{по}}$ до $p_{\text{пмак}}$. Максимальный расход пара через турбину составляет $G_{\max}$, при котором достигается ее максимальная мощность; расход пара через обводной клапан составляет $G_{\text{об}}$. Через ступени турбины до камеры перегрузки при максимальной мощности расход пара равен $G_{\min}$.

Глава 1-6.

РЕГУЛИРОВАНИЕ, ЗАЩИТА, МАСЛОСНАБЖЕНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН

§ 1-24. Регулирование турбин

Механическая работа вращения вала турбины превращается в электрическую энергию в генераторе и от его зажимов передается потребителю. Таким образом, изменению нагрузки на зажимах генератора должно соответствовать определенное изменение механической работы на валу турбины.

Турбина должна устойчиво работать на всем диапазоне изменения нагрузок от холостого хода до максимальной мощности. Так как между любой мощностью на валу турбины и расходом пара устанавливается вполне определенное соотношение, то изменение нагрузки на валу должно вызывать соответствующее изменение расхода пара через турбину при сохранении его расчетных параметров. При установившейся нагрузке турбины между расходом и вращающим моментом на валу поддерживается постоянное соотношение. При изменении нагрузки турбины возникает несоответствие между вращающим моментом и расходом пара, что приводит к изменению числа оборотов ротора. Число оборотов турбины будет изменяться до тех пор, пока не придут в действие органы регулирования, изменяющие расход пара через турбину, и пока не установится нужное соответствие нагрузки и вращающего момента.

Общий вид уравнения моментов для роторов турбогенератора можно записать в таком виде:

$$M_e = M_g + M_n + (J_r + J_t) (d\omega/dt), \quad (1-153)$$

где M_e — вращающий момент на муфте турбины, Н·м; M_g — электрический момент на зажимах генератора, Н·м; M_n — тормозящий момент из-за потерь в подшипниках и тепловых потерь в генераторе, Н·м; J_r , J_t — моменты инерции роторов соответственно турбины и генератора, Н·м·с²; $d\omega/dt$ — угловое ускорение роторов ($d\omega$ — бесконечно малое приращение угловой скорости), 1/с².

При установившемся режиме работы турбины (постоянное число оборотов n) угловое ускорение $d\omega/dt = 0$ и (1-153) принимает вид

$$M_e = M_g + M_n. \quad (1-154)$$

Это уравнение можно представить в таком виде:

$M_e \omega / 1000 = M_g \omega / 1000 + M_n \omega / 1000$, или $N_e = N_g + N_n$, (1-155)
или в общем виде:

$$N_e = N_g + N_n + (J_r + J_t) \frac{\omega}{1000} \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (1-156)$$

где N_e — эффективная мощность на муфте турбины, кВт; N_g — электрическая полезная мощность, снимаемая с зажимов генератора, кВт; N_n — потери мощности в подшипниках и тепловые потери в генераторе, кВт.

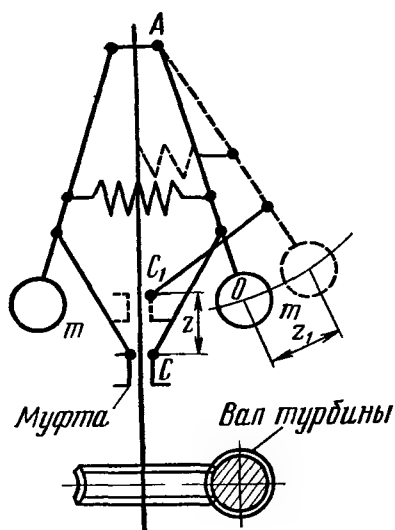


Рис. 1-39. Схема центробежного регулятора

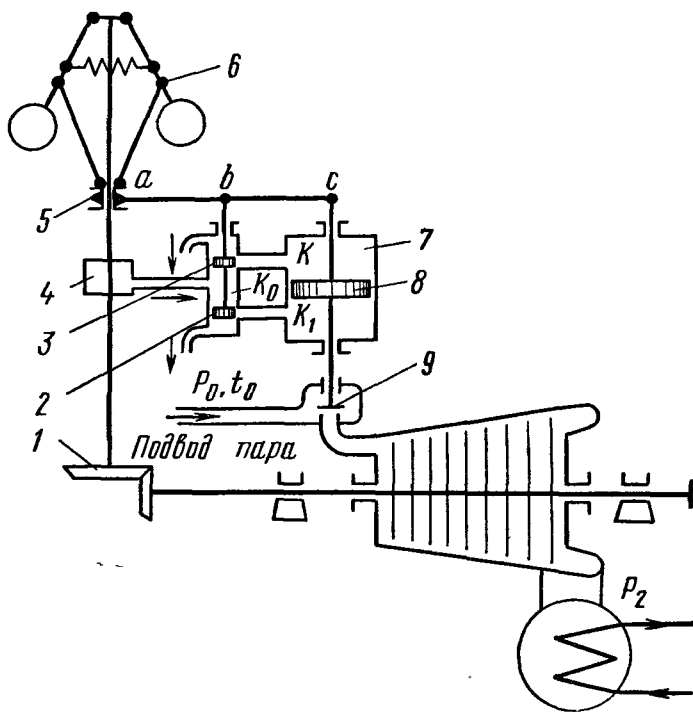


Рис. 1-40. Схема регулирования с поршневым сервомотором

При изменении нагрузки генератора N_g в первый момент устанавливается неравенство $N_g + N_n \leq N_e$, что связано с понижением или повышением числа оборотов турбогенератора. Увеличение N_g приводит к понижению n . Наоборот, с уменьшением N_g число оборотов турбогенератора растет. Таким образом, любое изменение внешней нагрузки сопровождается изменением числа оборотов турбины (скорости вращения роторов). Задачей скоростного регулирования является автоматическое восстановление равенства (1-155) при любых изменениях нагрузки N_g .

В турбинах с автоматическим регулированием органы парораспределения связаны с регулятором числа оборотов турбины, т. е. с регулятором скорости. Передача импульса от изменения числа оборотов турбины к распределительным органам осуществляется различными способами. Управление органами парораспределения обычно осуществляется регулятором числа оборотов, действие которого основано на

работе центробежных сил, изменяющихся в соответствии с изменением числа оборотов ротора турбины.

На рис. 1-39 дана принципиальная схема такого регулятора. При увеличении числа оборотов турбины грузы m регулятора под действием центробежных сил расходятся, перемещаясь по дуге радиуса AO на расстояние z_1 . Муфта регулятора при этом перемещается вверх из точки c в точку c_1 на величину z . При понижении числа оборотов, наоборот, грузы регулятора сближаются и муфта опускается вниз. Перемещение муфты центробежного регулятора используется для изменения количества поступающего в турбину пара, т. е. для изменения мощности турбины.

Регулятор числа оборотов приводится в движение от вала турбины зубчатой передачей. Импульс от этого регулятора к регулирующим клапанам может передаваться при помощи механических связей (системы рычагов) или посредством гидравлического воздействия (давлением масла). Принцип действия гидродинамических регуляторов, уже получивших значительное распространение, основан на пропорциональности давления масла, которое нагнетается центробежным насосом, расположенным на валу, квадрату числа оборотов турбины.

Далее будут показаны регуляторы скорости без шарнирных связей и без зубчатых передач.

Рассмотрим принципиальные схемы регулирования паровых турбин.

Схема непрямого регулирования. На рис. 1-40 представлена принципиальная схема регулирования с сервомотором поршневого типа. При установившемся режиме работы турбины поршень 8 сервомотора 7 находится в среднем положении. Диски 2 и 3 золотника перекрывают полости поршня, соединяющие его корпус с полостями сервомотора 7. Регулирующий клапан 9 при этом условии находится в фиксированном положении. Перемещение муфты 5 центробежного регулятора 6 вызывает перемещение дисков 2 и 3. В зависимости от их перемещения масло под давлением из масляного насоса 4 поступает в полость K или в полость K_1 сервомотора 7. При поступлении масла в полость K клапан 9 прикрывается, уменьшая расход пара через турбину и ее мощность. Одновременно масло из полости K_1 стекает через золотник на слив. Поступление масла в полость K_1 вызывает открытие клапана 9, увеличение расхода пара и повышение мощности турбины, а также слив масла из полости K .

В данной схеме регулирования для перемещения поршня 3 требуется небольшое усилие, так как он уравновешен давлением масла в средней камере золотника K_0 . Перестановочная сила для открытия клапана 9 будет зависеть от размеров поршня 8 сервомотора 7 и давления масла. Давление масла в системе регулирования принимается обычно $4 \div 8$ бар. В современных турбинах применяют и более высокое давление, достигающее $12 \div 20$ бар.

Рассмотрим пример действия схемы регулирования при понижении нагрузки турбины. При уменьшении нагрузки число оборотов вала турбины возрастает. Грузы регулятора, приводимые во вращение через передачу 1, расходятся, и муфта 5 поднимается вверх, переме-

щая вверх шарнир b , связанный с поршнем золотника, относительно неподвижного в этот момент шарнира c рычага ac . Полость K сервомотора соединяется с камерой золотника K_0 . Масло под давлением поступает в полость K , и клапан 9 начинает прикрываться. Масло из полости K_1 через нижний канал идет на слив. При этом шарнир c рычага ac опускается вниз теперь уже относительно неподвижного

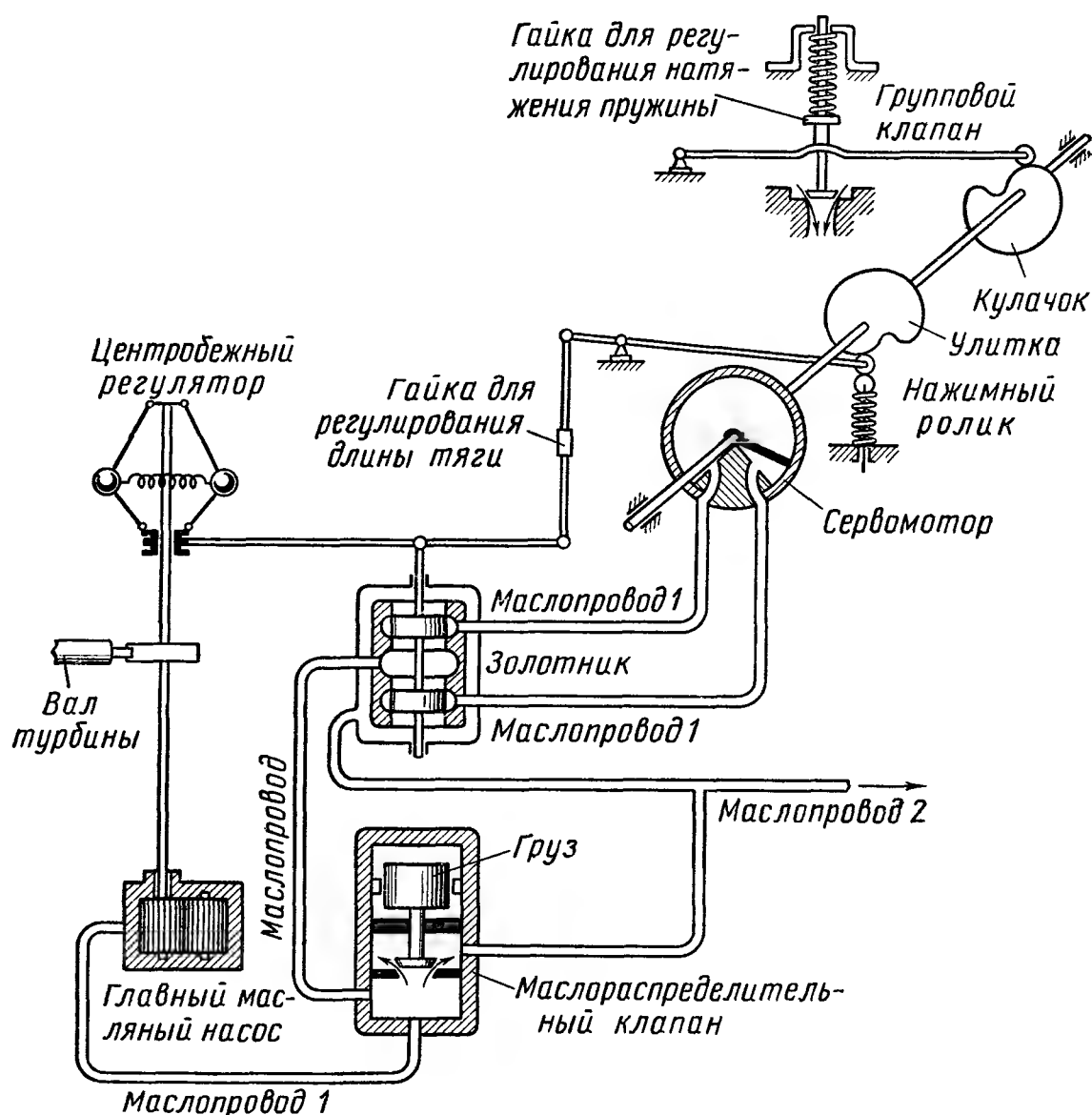


Рис. 1-41. Схема регулирования с поворотным сервомотором

шарнира a , увлекая за собой поршень золотника. Как только диски 2 и 3 снова займут среднее положение, поступление масла в полость K прекратится и регулирующий клапан 9 займет новое положение. Расход пара через турбину, а соответственно и мощность уменьшатся. Число оборотов вала турбины несколько возрастет. Рычаг ac называется рычагом обратной связи, так как с его помощью всегда восстанавливается среднее положение поршня золотника.

Схема регулирования с поворотным сервомотором. В турбинах с сопловым регулированием часто применяются поворотные сервомоторы. Схема регулирования с поворотным сервомотором представлена на рис. 1-41. Масло по выходе из масляного зубчатого насоса разветвляется на два потока: под давлением 4,9 бар (маслопровод 1) оно поступает в систему регулирования через золотник сервомотора,

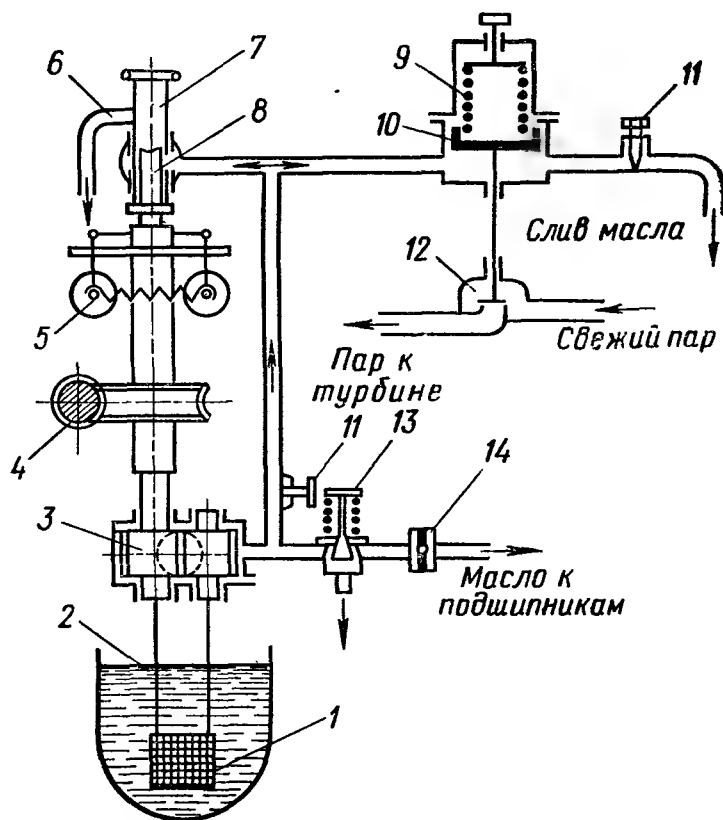


Рис. 1-42. Схема регулирования с гидравлическими связями

а через редукционный клапан, понижающий давление до 1,36 бар, по маслопроводу 2 направляется к подшипникам. При поступлении масла к сервомотору крыльчатый поршень совершает вращательное движение относительно оси сервомотора. На валу сервомотора закреплен специально спрофилированный кулачок, поворот которого и обеспечивает открытие или закрытие регулирующего (группового) клапана. Поршень сервомотора поворачивается под давлением масла, распределяемого золотником. Возвращается золотник в среднее положение по окончании процесса регулирования при помощи кулачковой улитки, действующей на рычаг регулятора через рычажную обратную связь.

Закрепление на валу сервомотора нескольких кулачков со специальными профилями по числу регулирующих клапанов дает возможность обеспечить нужную последовательность их открытия при возрастании нагрузки и закрытия при понижении нагрузки турбины.

Схема регулирования с гидравлической передачей. В схемах регулирования с гидравлической передачей отсутствуют рычажные связи (рис. 1-42). С муфтой центробежного регулятора 5, приводимого в движение через передачу 4, жестко связан золотник 8 с косым или прямым срезом. При изменении числа оборотов турбины золотник 8 перемещается вниз или вверх, увеличивая или уменьшая сечение окна в буксе 7 для слива масла через трубку 6. В связи с этим давление масла под поршнем 10 сервомотора с проточным золотником понижается или возрастает, а регулирующий клапан 12 соответственно прикрывается или открывается. Масло к зубчатому насосу 3 поступает из бака 2 через сетку и приемный маслопровод 1. По выходе из насоса 3 масло поступает в систему регулирования через установочный клапан 11, а в систему смазки — через ограничительную диафрагму 14. Масло, поступающее в систему регулирования, разветвляется на два потока: один поступает на слив через окно в буксе 7, а другой — под поршень сервомотора, сливаясь затем через второй установочный клапан 11. Положение обоих установочных клапанов 11 фиксируется при настройке работы регулирования. На нагнетательном маслопроводе установлен предохранительный клапан 13, стравливающий часть масла на слив к подшипникам через дроссель 14 при избыточном давлении. Пружина 9 регулирующего клапана 12 находится в сжатом положении и всегда стремится закрыть его. Открывается клапан 12 под давлением масла, преодолевающего силу сжатия пружины. Давление масла под поршнем 10 изменяется при изменении нагрузки, числа оборотов турбины, что и обеспечивает работу регулирующего клапана.

Рассмотрим действие системы регулирования при увеличении нагрузки турбины. В этом случае муфта центробежного регулятора и золотник 8 переместятся вверх. Сечение для слива масла в буксе 7 уменьшится. Давление масла под поршнем 10 возрастет и клапан 12 приоткроется. Расход пара через турбину и ее мощность увеличатся.

Такая схема регулирования применяется фирмой «Броун-Бовери». Принцип гидравлических связей (часто в комбинации с рычажными связями) используется и в ряде других систем регулирования.

В схемах с гидравлическими связями сопловое парораспределение можно осуществлять, устанавливая соответствующее число регулирующих клапанов, на поршни которых действуют пружины с различной жесткостью. Жесткость пружин рассчитывается так, чтобы при изменении нагрузки обеспечить последовательное открытие или закрытие регулирующих клапанов. Основным преимуществом регулирования турбин с гидравлическими связями является отсутствие рычажных сочленений, а значит и трения, ухудшающего работу регулирования.

Схема гидродинамического регулирования конденсационных турбин КТЗ. На переднем конце ротора турбины закреплен главный центробежный масляный насос 4, который одновременно является насосом и регулятором (рис. 1-43). Из масляного бака 3 инжектором 2 масло подается в систему смазки подшипников, к которым поступает масло и из системы регулирования по сливной линии 9. Из сливной линии 9 оно может поступать к насосу-регулятору 4. Верхняя

полость трансформатора давления 5 соединена с полостью всасывающей линии насоса 4. Напорная линия насоса соединяется с нижней полостью цилиндра трансформатора 5. Следовательно, при установившейся электрической нагрузке турбины в импульсной 8 и напорной линиях устанавливаются постоянные давления. При этом золотник трансформатора 5 является неподвижным, так как разность между

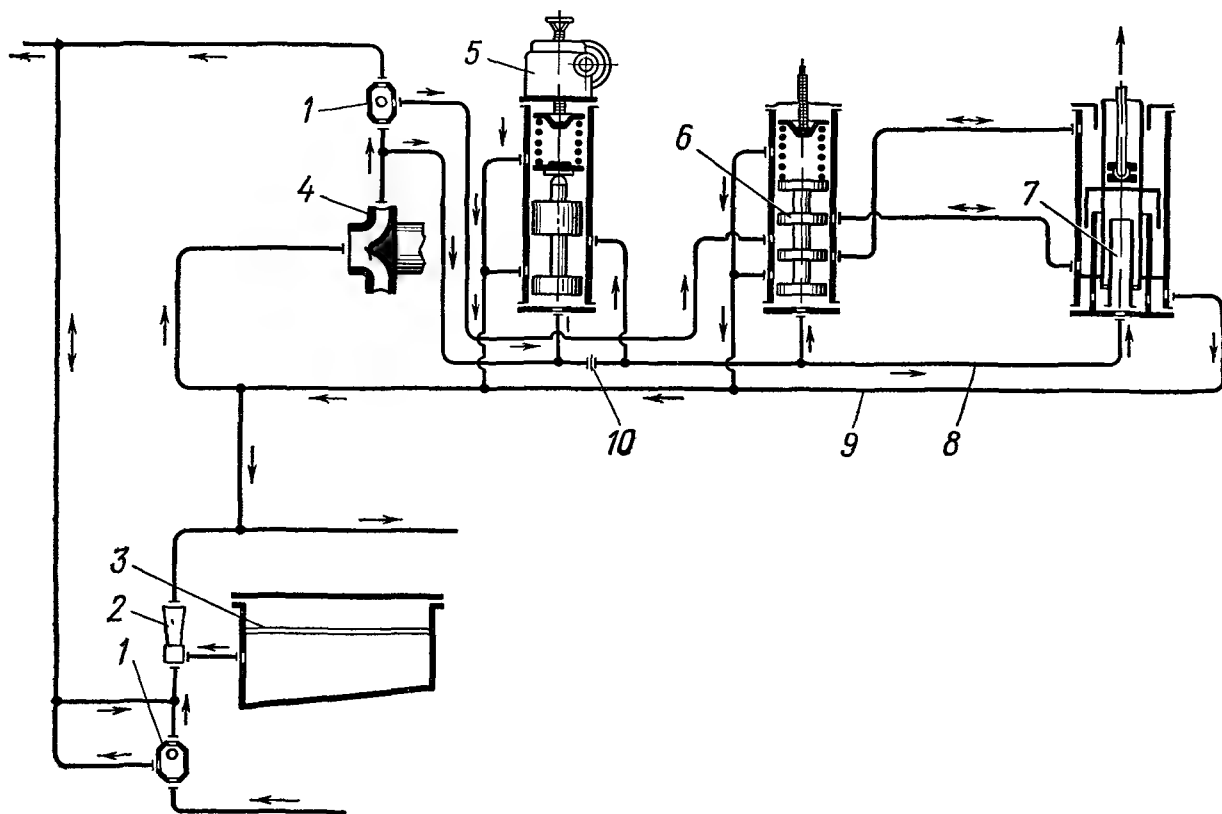


Рис. 1-43. Схема гидродинамического регулирования конденсационной турбины КТЗ

давлениями нагнетания и всасывания уравнивается цилиндрической пружиной трансформатора 5. К нижним частям золотников 6 и сервомотора 7 масло поступает из импульсной линии 8 через дроссельную диафрагму 10. Нагрузка турбины изменяется от изменения давления в импульсной линии 8. Например, при уменьшении электрической нагрузки число оборотов турбины растет и давление масла в импульсной линии повышается. Отсечные золотники трансформатора давления 5 и главного сервомотора 6 поднимаются вверх. Верхнее окно главного сервомотора 7 соединяется с нижней камерой отсечного золотника 6, и масло идет в систему маслопроводов на всасывающую линию насоса-регулятора 4. Клапаны закрываются (показано стрелкой вверху главного сервомотора), и снова восстанавливается рабочее число оборотов турбины.

Все органы регулирования выполнены в одном блоке, который устанавливается на крышке упорного подшипника. Схема регулирования

КТЗ полностью себя оправдала и широко применяется заводом на практике.

Бесшарнирный регулятор скорости ЛМЗ. На переднем конце вала 1 турбины закреплен в осевом направлении регулятор скорости 2

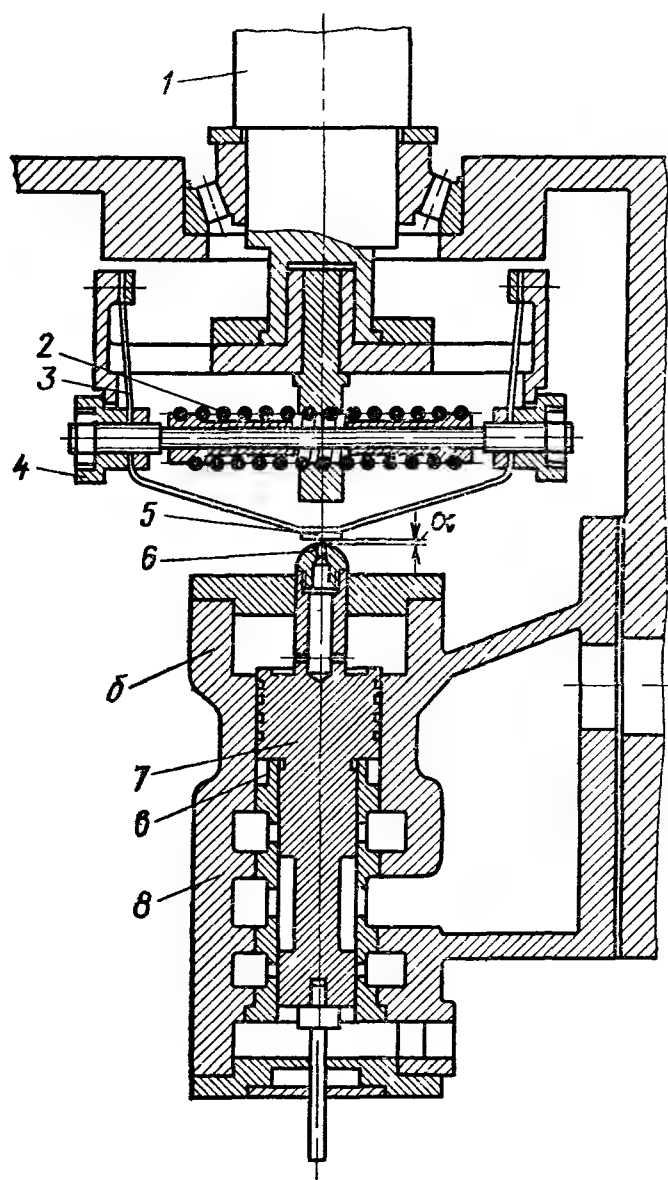


Рис. 1-44. Бесшарнирный регулятор скорости типа ЛМЗ

(рис. 1-44). Между соплом 6 и пластинкой 5 устанавливается определенный зазор α . Положение пластинки 5 и зазора α определяется числом оборотов ротора. Изменение нагрузки турбины сопровождается изменениями числа оборотов и зазора α . Например, нагрузка турбины уменьшается, число ее оборотов растет, центробежная сила грузов 4 увеличивается, растягивается ленточная пружина 3 регулятора скорости 2 и возрастает зазор α , что приводит к увеличению слива масла из сопла 6 и понижению его давления в камере б. Под давлением масла в полости в смещается поршень 7 заодно золотником вверх, что вызывает соответствующие изменения в системе регулирования икрытие регулирующих клапанов. Поршень 7 будет смещаться до тех пор, пока не восстановится величина слива масла из сопла 6, первоначальный зазор α , давление масла в полости б и соответствующий им новый режим работы турбины. Рабочий ход пластинки 5 при коэффициенте неравномерности регулирования 4% составляет примерно 2 мм.

Основным преимуществом конструкции регулятора скорости ЛМЗ является отсутствие трения скольжения, что повышает надежность его работы и снижает коэффициент нечувствительности практически до нуля. Все современные турбины, выпущенные за последние годы заводом, оснащены бесшарнирными регуляторами скорости, полностью себя оправдавшими в работе.

Приспособление для изменения числа оборотов турбины (синхронизатор). Анализ принципиальных схем регулирования показы-

вает, что изменение нагрузки турбины приводит к изменению числа оборотов. Таким образом, для изолированно работающего турбогенератора число оборотов его зависит от нагрузки, т. е. каждой нагрузке турбины соответствует вполне определенное число оборотов. Пределы изменения числа оборотов в этом случае зависят от степени неравномерности регулятора (обычно при работе на электрический генератор неравномерность не превышает 6% от номинального рабочего числа оборотов турбины n_0).

Если турбогенератор работает на электросеть параллельно с другими турбогенераторами, то его число оборотов определяется частотой сети. В этом случае турбина должна работать с номинальным (рабочим) числом оборотов во всем диапазоне изменений нагрузки. Это осуществляется специальным приспособлением для изменения числа оборотов — синхронизатором.

Конструкции приспособлений для изменения числа оборотов весьма разнообразны. На рис. 1-45 представлены основные схемы этих приспособлений. В схеме на рис. 1-45, а в дополнение к принципиальной схеме регулирования предусмотрена пружина 2 с маховичком 3 для изменения ее натяга, которая и выполняет функции синхронизатора. Из этой схемы следует, что грузы центробежного регулятора при изменении числа оборотов турбины воздействуют на пружины

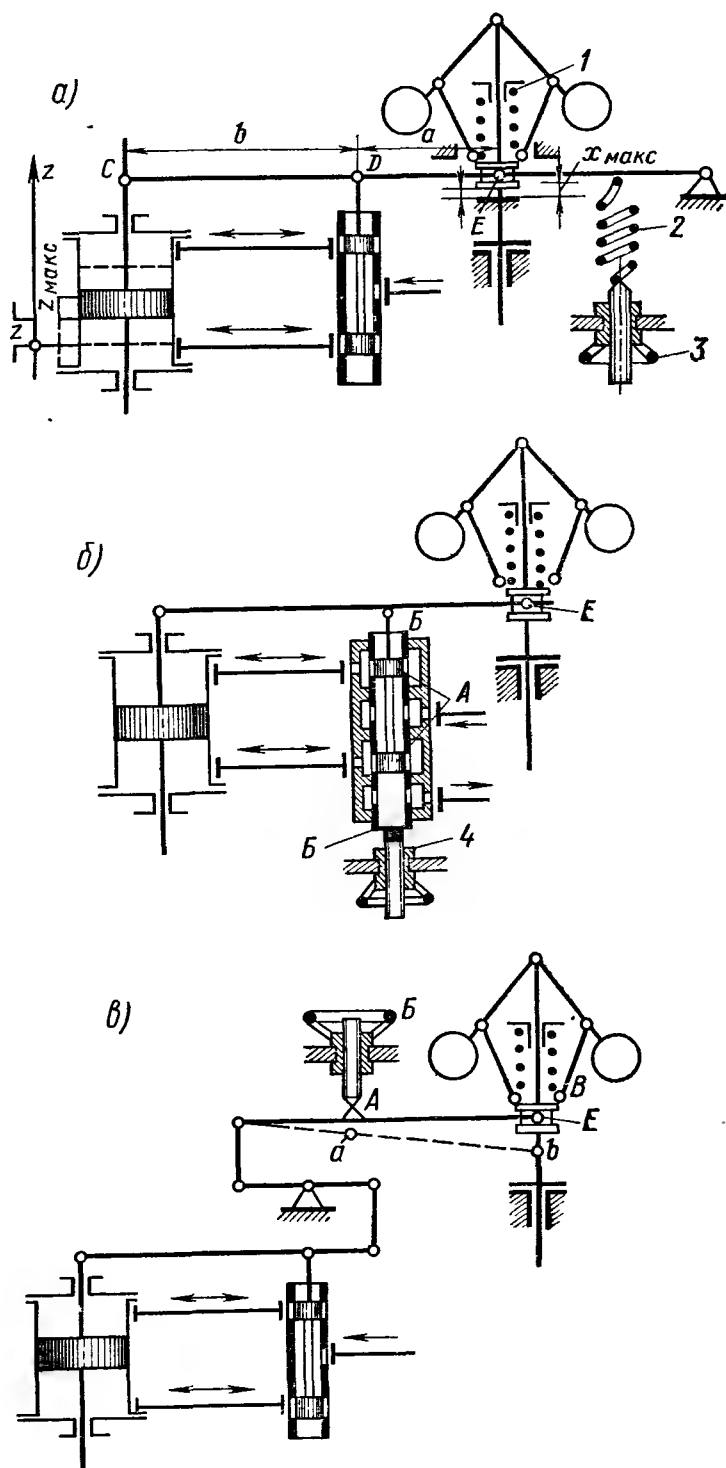


Рис. 1-45. Схемы приспособлений для регулирования числа оборотов

1 и 2. Например, при повышении числа оборотов грузы центробежного регулятора одновременно сжимают пружину 1 и растягивают пружину 2, перемещая муфту *E* вверх. Первоначальное натяжение пружины 2 может в некоторых пределах произвольно изменяться вращением маховичка 3, в который на резьбе входит винт, связанный с пружинной 2. Изменяя предварительное натяжение пружины 2, будем изменять натяжение пружины 1 и полсжение муфты *E*. Например, увеличивая натяжение пружины 2, будем ослаблять натяг пружины 1 и опускать муфту *E* вниз, что при установившемся новом положении золотника сервомотора изменит открытие регулирующего клапана и мощность при практически неизменном числе оборотов турбины. Таким образом, изменяя натяжение пружины 2, можно изменять положение муфты *E* и соответственно мощность турбины.

Из схемы на рис. 1-45, б следует, что гильза *B* золотника может перемещаться при помощи маховичка 4, связанного с гильзой хвостовиком с резьбой. При произвольном перемещении гильзы вверх или вниз среднее положение поршня *A* золотника будет достигаться при различных положениях муфты центробежного регулятора. Каждому положению гильзы *B* при среднем положении золотника *A* соответствуют вполне определенное положение муфты *E* и открытие регулирующего клапана. Таким образом, воздействуя на перемещение гильзы *B*, можно изменить степень открытия регулирующего клапана и расход пара в турбину.

Из схемы на рис. 1-45, в видно, что точка качания *A* рычага может перемещаться вращением маховичка *B*. Перемещение точки качания рычага позволяет вывести золотник сервомотора из среднего положения и изменить как степень открытия регулирующего клапана, так и расход пара через турбину. Изменение расхода пара позволяет изменить мощность турбины.

Из схемы рис. 1-42 видно, что регулирование числа оборотов и нагрузки турбины осуществляется перемещением буксы 7, что дает возможность уменьшать или увеличивать слив масла через трубку 6 и изменять давление масла под поршнем 10. В соответствии с изменением давления масла под поршнем 10 сервомотора регулирующий клапан 12 будет открываться или прикрываться, увеличивая или уменьшая расход пара через турбину.

§ 1-25. Статическая характеристика регулирования

При фиксированном положении синхронизатора каждому значению числа оборотов соответствуют вполне определенное положение муфты регулятора и мощность на зажимах генератора. Замеряя мощность турбины и число оборотов, можно получить зависимость изменения мощности N_g от числа оборотов n — статическую характеристику регулирования турбины.

На рис. 1-46, а дано изменение N_g от n при фиксированном положении синхронизатора. Кривая *ab* показывает изменение N_g в функции от n при повышении нагрузки от холостого хода до $N_g^{\max}$. Степенью неравномерности регулирования называется отношение

$$2 \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} 100\% = \delta, \quad (1-157)$$

где n_1 — число оборотов турбины при холостом ходе; n_2 — число оборотов турбины при номинальной нагрузке; $(n_1 + n_2)/2$ — среднее число оборотов турбины при определенном фиксированном положении синхронизатора.

Если за среднее число оборотов принять номинальное n_0 , то (1-157) примет вид

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_0} 100\%. \quad (1-158)$$

От характера кривой изменения N_z от n зависит работа регулирования турбины. Чтобы обеспечить нормальную работу турбины, т. е. плавное изменение N_z от n , степень неравномерности должна находиться в пределах $4 \div 6\%$.

Если определить изменение мощности в зависимости от числа оборотов турбины при ее уменьшении от $N_z^{\max}$ до холостого хода, то получим несколько отличную зависимость N_z от n . На рис. 1-46, а эта зависимость представлена кривой a_1b_1 . Разность между числом оборотов, взятым по кривой a_1b_1 , и числом оборотов, взятым по кривой ab для одной и той же мощности N_z , обозначают $2\Delta n$ и называют самопроизвольным изменением числа оборотов. Значение $2\Delta n = +\Delta n - (-\Delta n)$ представляет собой такое изменение числа оборотов, при котором регулятор находится в состоянии равновесия $1-1$ и не может преодолеть сопротивления в сочленениях самого регулятора, в сочленениях, связывающих муфту регулятора с золотником, и в самом золотнике. Положительный знак при Δn означает повышение числа оборотов турбины от установившегося среднего значения, необходимое для преодоления указанных сопротивлений, чтобы вывести регулятор из состояния равновесия; отрицательный — понижение числа оборотов от установившегося среднего значения, необходимое для преодоления вредных сопротивлений и вывода регулятора из состояния равновесия. Численное значение $2\Delta n$ зависит от степени нечувствительности регулирования. Отношение $2\Delta n/n_0$, выраженное в процентах, носит название степени нечувствительности системы регулирования:

$$\varepsilon = (2\Delta n/n_0) 100\%. \quad (1-159)$$

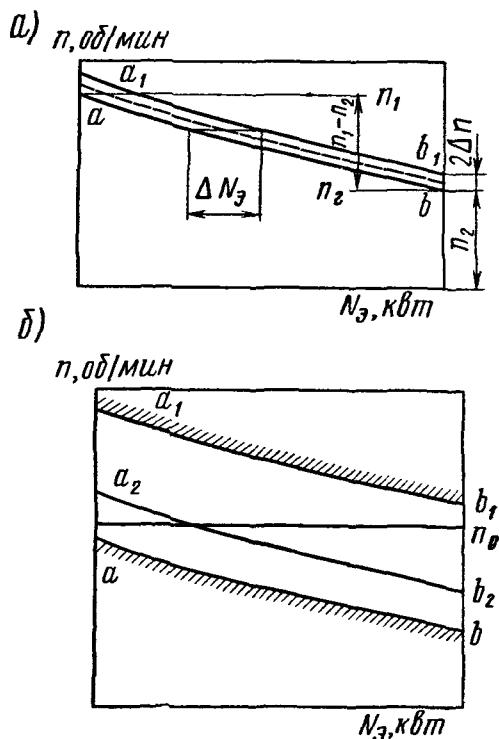


Рис. 1-46. Статическая характеристика регулирования турбины

Максимально допустимая величина ϵ в турбинах не должна превышать 0,5%. В современных турбинах стремятся осуществлять регулирование при $\epsilon \leq 0,1\%$.

Степень нечувствительности регулирования турбины зависит от ряда факторов, как-то: слабина в соединении рычагов, инерция муфты регулятора, трение в муфте и золотниках и т. д.

Самопроизвольное изменение числа оборотов при известной степени нечувствительности определяется из (1-159):

$$2\Delta n = \epsilon n_0 / 100. \quad (1-160)$$

Статическую характеристику регулирования (кривая ab) при помощи синхронизатора можно смещать вниз и вверх.

На рис. 1-46, б даны характеристики регулирования при крайних положениях (верхнее и нижнее) синхронизатора (кривые ab и a_1b_1). Кривая a_2b_2 представляет характеристику регулирования при промежуточном положении синхронизатора.

§ 1-26. Параллельная работа турбин

Современные ГРЭС и ТЭЦ объединяются в мощные энергетические системы и работают параллельно на общую электрическую сеть с примерно постоянной частотой. Частоту в электрической части обеспечивают поддержанием рабочих чисел оборотов генераторов.

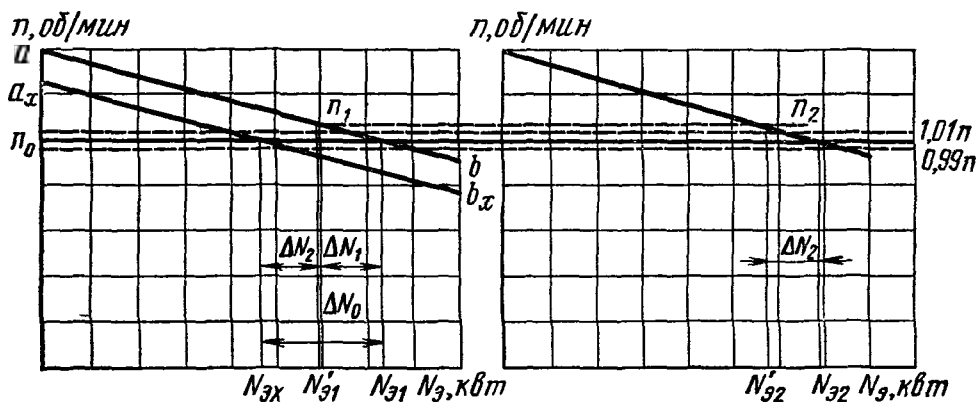


Рис. 1-47. Характеристика регулирования при параллельной работе турбин

На рис. 1-47 представлены статические характеристики регулирования двух параллельно работающих турбин.

Общая нагрузка на двух турбинах в определенный момент

$$N_3^{об} = N_{31} + N_{32},$$

где N_{31} и N_{32} — нагрузки соответственно турбогенераторов № 1 и № 2.

Предположим, что нагрузка в сети уменьшилась на величину ΔN_0 . Если не воздействовать на характеристики регулирования турбин синхронизаторами, то на обеих турбинах уменьшатся нагрузки

(на машине № 1 — на ΔN_1 и на машине № 2 — на ΔN_2) и повысятся соответственно числа оборотов. При этом будем иметь

$$\Delta N_1 + \Delta N_2 = \Delta N_0.$$

Воздействуя синхронизатором, например, на характеристику регулирования турбины № 1, можно снять нагрузку на величину ΔN_0 только с одного турбогенератора № 1 и получить при этом рабочие числа оборотов n_0 . Характеристика регулирования при этом переместится из исходного положения ab в положение $a_x b_x$.

Изменение нагрузки в электрической сети, если не воздействовать на синхронизаторы, всегда будет приводить к изменению нагрузок на турбинах и изменению чисел оборотов (соответственно изменению частоты в сети). Величина изменения нагрузки зависит от статической характеристики. На турбине, имеющей пологую статическую характеристику, нагрузка будет изменяться более сильно, чем на турбине с крутой характеристикой. Нагрузка турбины может самопроизвольно изменяться, если регулирование имеет недостаточно удовлетворительную степень нечувствительности и на статической характеристике имеются пологие участки. При указанных условиях турбина будет работать неустойчиво. Таким образом, статическая характеристика регулирования с пологими участками и повышенной степенью нечувствительности является неудовлетворительной, а работа турбин с такой характеристикой — ненадежной.

В энергетических системах турбины обычно разделяют на «базовые» и «пиковые». Высокоэкономичные турбины большой мощности, как правило, относятся к базовым турбинам. К пиковым турбинам принадлежат турбины, обладающие более низкой экономичностью. С целью экономии топлива на электростанциях базовые турбины должны, как правило, работать с полной нагрузкой, а пиковые турбины предназначаются в основном для восприятия пиков нагрузки, появляющихся в электрической сети. Чтобы обеспечить работу базовой турбины с полной и мало изменяющейся нагрузкой при колебании нагрузки в электрической сети, статическая характеристика регулирования такой турбины должна быть более крутой, особенно на участке экономических нагрузок. Однако увеличение крутизны статической характеристики оказывается неблагоприятной с точки зрения динамического заброса числа оборотов в случаях частичного и особенно полного сброса нагрузки при аварийном отключении генератора. Динамическим забросом числа оборотов называют разницу между максимальным числом оборотов, которое достигается турбиной при мгновенном сбросе нагрузки с генератора, и нормальным рабочим числом оборотов. Динамический заброс числа оборотов в большой степени зависит от степени неравномерности регулирования, от объемов рабочего тела за регулирующими клапанами, степени нечувствительности регулирования, объемов в камерах отборов, перепускных трубопроводах и т. д. Составляющая динамического заброса от степени неравномерности

$$\Delta n = \delta n_0 / 100. \quad (1-161)$$

Из этого уравнения следует, что Δn прямо пропорциональна степени неравномерности δ . Поэтому для базовых турбин обычно не допускается степень неравномерности выше 6%.

§ 1-27. Защита турбин от повышения числа оборотов

Предохранительные выключатели для аварийного отключения турбин. При неудовлетворительной работе регулирования числа оборотов при сбросе нагрузки оно может достичь опасного значения, определяемого условиями прочности роторов турбины и генератора.

Предельно допустимое число оборотов принимается обычно на $10 \div 12\%$ выше рабочего. Поэтому каждая турбина снабжается одним или двумя предохранительными выключателями, прекращающими доступ пара в турбину при забросе числа оборотов до предельного значения.

Предохранительный выключатель представляет собой неустойчивый центробежный регулятор (астатический). Конструкция предохранительного выключателя кольцевого типа представлена на рис. 1-48. Эксцентричное кольцо 1 насажено на вал. Под действием пружины 2 оно удерживается на валу

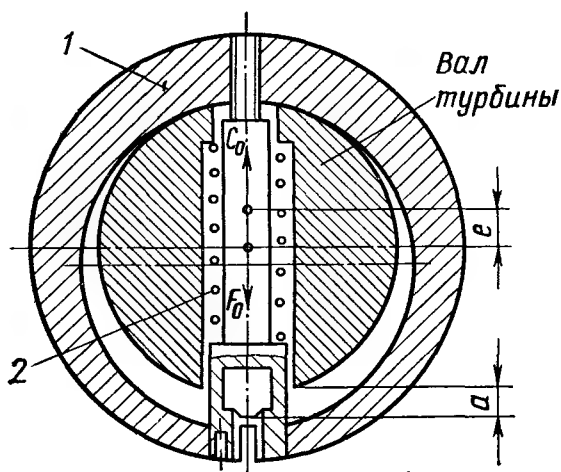


Рис. 1-48. Предохранительный выключатель кольцевого типа

в показанном положении. Эксцентриситет e определяет расстояние между центром тяжести регулятора и осью вращения вала. Расстояние a указывает на ход регулятора. Перемещение кольца на расстояние a происходит при забросе числа оборотов до предельного значения.

Бывают также и другие конструкции предохранительных выключателей. На турбинах прежних выпусков широко распространены выключатели пальцевого типа. На рис. 1-49 представлена принципиальная схема такого выключателя. Боек регулятора 1 при срабатывании (смещении от установочной гайки 8) поворачивает рычаг 2 и расцепляет замок 7. Под действием натяжения пружины рычаг 6 и защелка 7 поворачиваются по часовой стрелке. Защелка 4 при этом выходит из упора втулки 3, и клапан под действием силы натяжения пружины 5 быстро закрывается, прекращая доступ пара в турбину. Стопорный клапан открывается при помощи следующих операций. Штурвал вращают в сторону закрытия клапана, при этом втулка 3 поднимается вверх по резьбе штока клапана. Когда она поднимется до нормального положения, система рычагов 2, 6 и защелки 4 взводится в рабочее положение. После этого вращением штурвала клапан открывается.

Для управления стопорными клапанами турбин средней и большой мощности применяются предохранительные выключатели с гид-

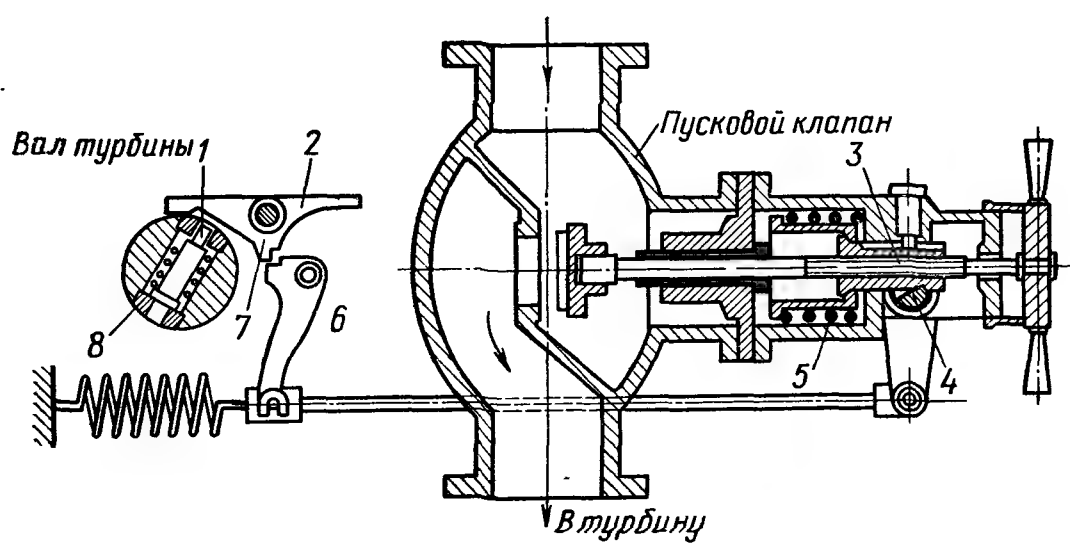


Рис. 1-49. Предохранительный выключатель с рычажными связями

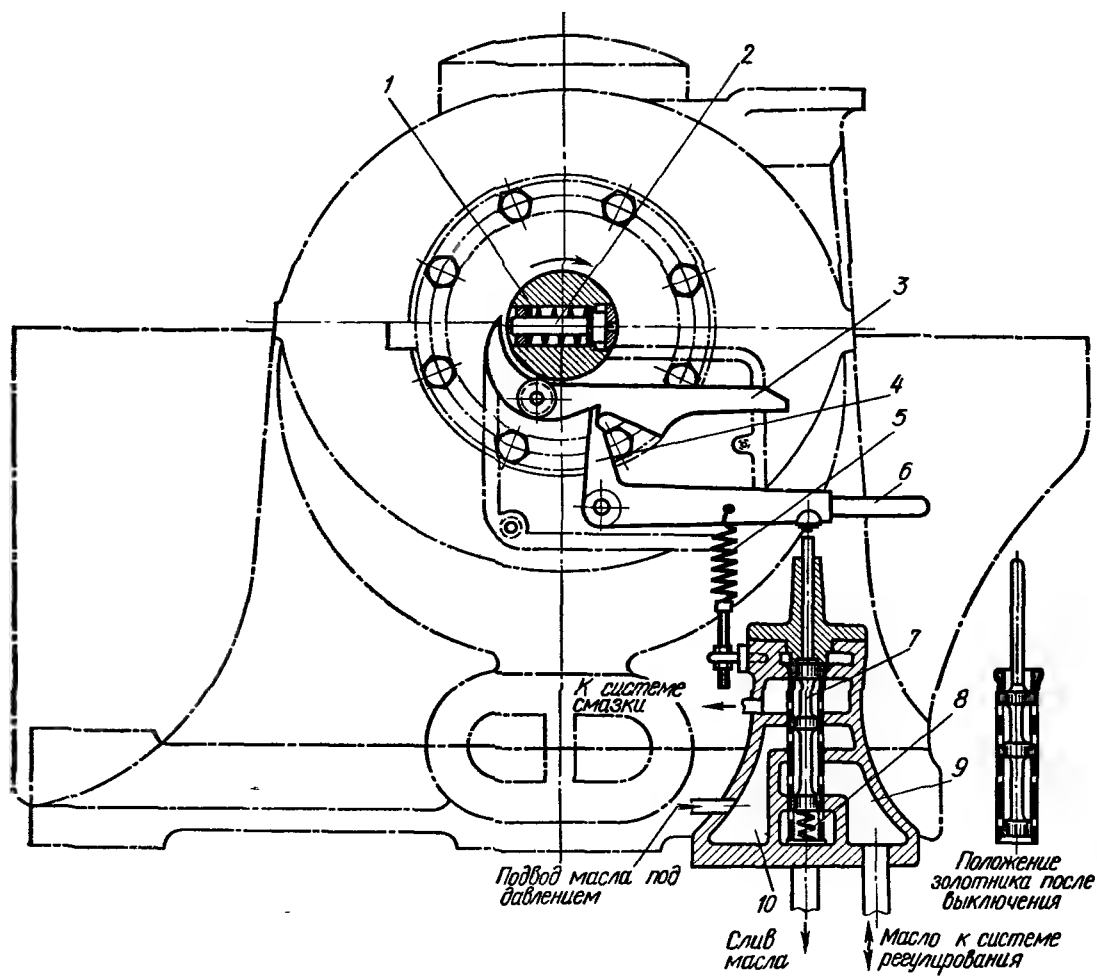


Рис. 1-50. Предохранительный выключатель с гидравлическими связями

равлическими связями (рис. 1-50). При предельном числе оборотов боек 2 выключателя 1 отжимает левое плечо рычага 3 и тем самым освобождает замок 4. Под действием пружины 5 рычаг 6 опускает поршень золотника 7 вниз. В связи с этим доступ масла, поступающего нормально из полости 10 в камеру 9 и систему регулирования, оказывается переключенным на систему смазки турбины. При указанном переключении поршня золотника масло из камеры 9, т. е. из системы регулирования, получит доступ в полость 8 и пойдет на слив, что вызовет закрытие стопорного и регулирующих клапанов.

Расчет предохранительного выключателя. Примем следующие обозначения: G — вес предохранительного выключателя; e — расстояние центра тяжести выключателя от оси вращения вала при нормальном числе оборотов; a — возможное перемещение выключателя при его срабатывании; $e + a$ — расстояние центра тяжести выключателя от оси вращения вала при сработавшем выключателе; F_0 — сила начального натяга пружины; f_0 — начальный прогиб пружины; k — коэффициент жесткости пружины; R — радиус пружины выключателя.

При рабочем числе оборотов турбины центробежная сила C предохранительного выключателя должна быть меньше силы начального натяга пружины, т. е. $C < F_0$. Эти силы должны быть равны при предельном числе оборотов турбины, т. е. $F_0 = C_0$ (где C_0 — центробежная сила предохранительного выключателя при предельном числе оборотов турбины).

Сила предварительного натяга пружины

$$F_0 = f_0 k. \quad (1-162)$$

Центробежная сила выключателя

$$C_0 = Ge \omega_{\max}^2, \quad (1-163)$$

где $\omega_{\max}$ — максимально допустимая угловая скорость вращения ротора.

Центробежная сила выключателя при сжатии пружины (момент его срабатывания) должна расти быстрее, чем сила натяжения пружины, т. е. выключатель должен быть неустойчив.

Центробежная сила выключателя при предельном смещении кольца

$$C_{\max} = G(e + a) \omega_{\max}^2. \quad (1-164)$$

Сила натяжения пружины при этом

$$F_{\max} = F_0 + ka. \quad (1-165)$$

При расчете выключателя обычно принимают

$$F_{\max} = 0,65 C_{\max}. \quad (1-166)$$

Подставляя в (1-166) значения из (1-164) и (1-165), получаем

$$F_0 + ka = 0,65(e + a) \omega_{\max}^2. \quad (1-167)$$

Исходными величинами при расчете являются G , e , a и $\omega_{\max}$. Величина e принимается обычно в пределах $4 \div 8$ мм, а значение a — в пределах $3 \div 7$ мм. Тогда по (1-163) определяют C_0 и находят F_0 . Величина k определяется из (1-167):

$$k = \frac{0,65(e + a) \omega_{\max}^2 - F_0}{a}. \quad (1-168)$$

Диаметр проволоки пружины

$$d = \sqrt{\frac{16RF_{\max}}{\pi\sigma\alpha}}, \quad (1-169)$$

где σ_α — допускаемое напряжение в пружине от скручивания, можно принимать до 40000 Н/см^2 .

На рис. 1-51 представлена диаграмма изменения сил предохранительного выключателя. Сила $\Delta C = C_{\max} - F_{\max}$ называется перестановочной силой выключателя.

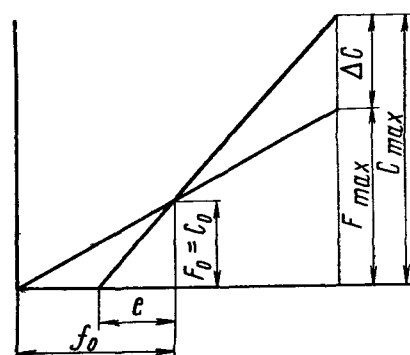


Рис. 1-51. Диаграмма изменения сил регулятора безопасности

§ 1-28. Защита турбин от осевого сдвига роторов

Турбостроительные заводы СССР, как правило, снабжают турбины приборами, указывающими осевое положение роторов, и автоматически отключающими устройствами при предельном осевом их сдвиге. Указывающий прибор позволяет следить за осевым положением вращающегося ротора во время его работы при исправном упорном подшипнике. Однако не все выпускаемые приборы отвечают повышенным требованиям, предъявляемым к надежности и точности их показаний. Защитные устройства турбин ХТГЗ и ЛМЗ от осевого сдвига имеют датчики, аналогичные датчикам относительных перемещений ротора в цилиндре; все рекомендации справедливы и для защитных устройств от осевого сдвига. В случае расплавления баббитовой заливки колодок упорного подшипника, как только ротор займет опасное положение осевого сдвига, реле мгновенно вызовет закрытие клапанов автоматических затворов турбины и прекратится впуск в нее пара.

Государственным трестом по организации и рационализации районных электростанций (ОРГРЭС) разработано устройство для защиты турбин от осевых сдвигов роторов, которое нашло широкое применение на многих работающих турбинах различной мощности. Схема установки реле осевого сдвига показана на рис. 1-52. Воздух из напорной камеры генератора 1 через кран 2 и диафрагму 3 поступает к крестовине 4, где разветвляется на потоки: через воздушную трубку 5 — к регулятору давления 6; по трубопроводу 7 — к микроманометру 17; через диафрагму 10 — к воздухораспределительному трубопроводу 12, из которого разветвляется еще на четыре потока: к реле; к за-

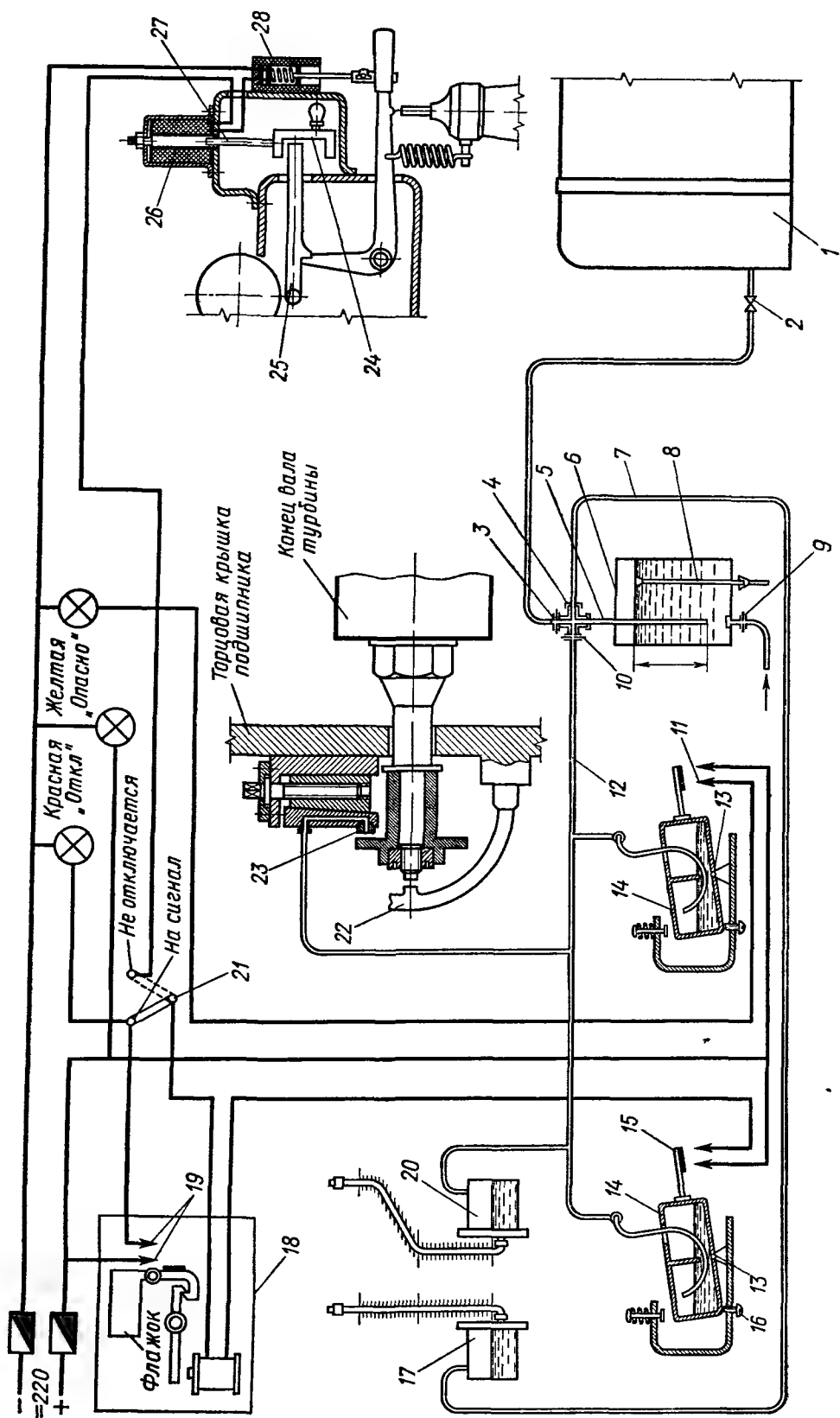


Рис. 1-52. Схема установки реле осевого сдвига ОРГРЭС

зору между соплом 23 и контрольной скобой 22; к микроманометру сдвига ротора 20 и реле. В бачке регулятора давления поддерживается постоянный уровень воды H за счет подачи ее от конденсатных насосов через ограничительную диафрагму 9 и слива — через трубку 8.

Ртутные реле представляют собой сообщающиеся стальные сосуды 14, разделенные на две части стальными перегородками и опирающиеся на оси 13. Каждый сосуд может занимать два положения: при нормальном положении роторов они опираются на винты 16, либо замыкаются на электрическую цепь мостиком 15 с контактами 11. Реле давления настраивается на световой сигнал, зажигается желтая лампа — положение ротора «опасно». Реле давления настраивается на красный свет и «отключение» при предельном осевом сдвиге ротора. Реле срабатывает через сигнальное реле 18, переключатель 21, обмотку электромагнита 26 и концевой выключатель 28, при этом: а) в сигнальном реле 18 выпадает флажок и замыкает контакты 19 красной сигнальной лампы «опасный осевой сдвиг ротора», по желанию могут замыкаться контакты сигнальной сирены; б) электромагнит отключения 26 резко втягивает плунжер 27 и ударом скобы 24 приподнимается рычаг 25 предохранительного выключателя турбины.

§ 1-29. Схемы маслоснабжения турбин

В практике турбостроения широко распространены два типа схем маслоснабжения турбин: с насосами объемного типа и с центробежными насосами.

Схема с объемным насосом (рис. 1-53). Масло из бака 5 всасывается главным зубчатым насосом 7, приводимого в движение при помощи шестерен 8. По выходе из насоса один поток масла с полным

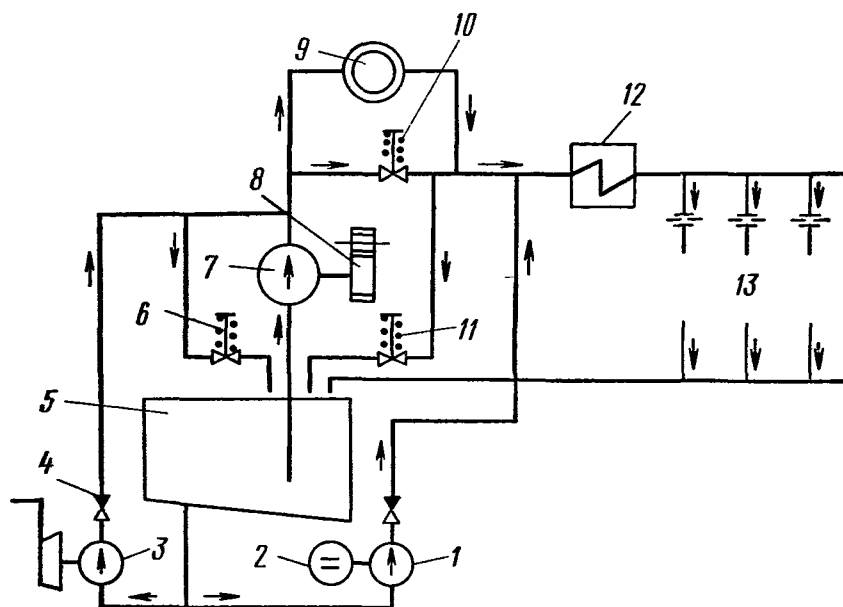


Рис. 1-53. Схема маслоснабжения турбины с насосом объемного типа

давлением, развиваемым насосом, поступает в систему регулирования 9 турбины, а второй поток проходит через редукционный клапан 10 к подшипникам турбины и генератора. Давление масла для системы смазки принимается в пределах $1,4 \div 1,8$ бар. Перед поступлением в подшипники масло предварительно проходит через маслоохладитель 12 в котором оно и охлаждается. В маслопроводах 13 для правильного распределения масла по подшипникам устанавливаются ограничительные диафрагмы. Правильное распределение масла по подшипникам определяется его нагревом, что достигается подбором диаметра отверстия диафрагмы, вставляемой в напорный маслопровод к каждому подшипнику. Масло от подшипников собирается в сливной маслопровод и возвращается в масляный бак. На маслопроводе в системе смазки предусматривается предохранительный клапан 11, который перепускает избыток масла в бак при повышении давления, необходимого для смазки подшипников. Слив масла из системы регулирования предусмотрен в напорную линию к подшипникам. В этом случае полная производительность масляного насоса определяется количеством масла, потребным для смазки подшипников. В масляной схеме турбины предусмотрены резервные насосы 1 и 3. В случае выхода из строя главного насоса 7 автоматически включается насос 3. Давление масла за ним повышается, и автоматически открывается клапан 4. Клапан 6 предназначен для слива масла в бак 5. При аварийном отключении электросети масло в систему подается насосом 1, работающим от электродвигателя постоянного тока 2.

Рассмотренная схема маслораспределения несколько уменьшает активную разность давлений масла на поршни сервомоторов. В некоторых турбинах масло из системы регулирования сливается непосредственно в масляный бак. При такой схеме маслораспределения производительность масляного насоса рассчитывается с некоторым запасом, учитывающим количество масла, сливаемого из системы регулирования.

В турбинах большой мощности ЛМЗ начиная с 1949 г. отказался от зубчатых и стал применять винтовые масляные насосы. По сравнению с зубчатыми насосами винтовые имеют эксплуатационные преимущества. Они потребляют меньшую мощность на привод, проще в сборке и более долговечны в работе.

Схема с центробежным насосом (рис. 1-54). Главный масляный насос 7 центробежного типа непосредственно соединен с валом турбины. Если всасывающая линия такого насоса и рабочее его колесо не заполнены маслом, то он не может подсосать масло из масляного бака. Для обеспечения надежности его работы во всасывающей линии создают некоторое избыточное давление $0,3 \div 0,5$ бар, что достигается установкой инжектора 5, который погружается под уровень масла в бак 6 и подает масло на всасывающую линию насоса 7. Перед пуском турбины в работу запускают насос 3, который предназначен для подачи масла в систему регулирования 9 и к инжекторам 5 и 10. Масло от инжектора 10 с избыточным давлением $1 \div 1,5$ бар проходит через маслоохладитель 11 и поступает в подшипники турбины

и генератора по маслопроводам 12. По мере увеличения скорости ротора турбины давление масла в напорном патрубке центробежного насоса постепенно повышается. Когда оно станет выше давления, создаваемого вспомогательным насосом 3, откроется обратный клапан 8 и одновременно закроется клапан 4 на напорной линии насоса 3. При достижении такого режима пуска турбины насос 3 нужно остановить.

При отключении электросети масло в систему подается насосом 1, работающим от электродвигателя постоянного тока 2.

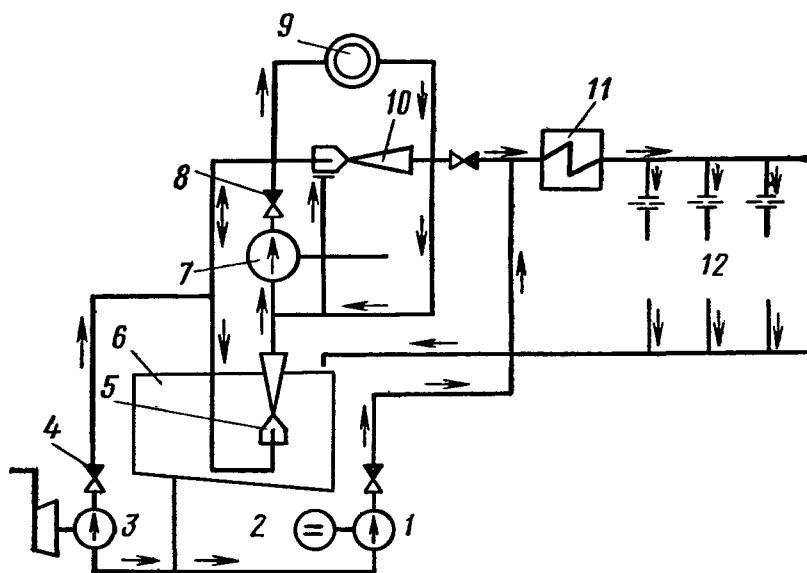


Рис. 1-54. Схема маслоснабжения турбины с центробежным насосом

Вспомогательный масляный турбонасос. Главный масляный насос создает рабочее давление масла обычно при числе оборотов турбины, составляющем не менее половины рабочего. В периоды пуска и остановки турбины главный масляный насос не обеспечивает нужного давления масла и производительности. Поэтому для возможности пуска и остановки турбины предусматриваются вспомогательные масляные насосы. Наибольшее распространение в паротурбинных установках нашли масляные турбонасосы, а в современных паротурбинных установках высокого и сверхкритических давлений пара — масляные электронасосы. При остановке турбины также включают в работу или вспомогательный, или аварийный масляные насосы.

Необходимым элементом любой масляной системы является маслоохладитель, предназначенный для отвода тепла от масла, нагреваемого в подшипниках. Температура масла, поступающего в подшипники, согласно правилам технической эксплуатации, должна быть не ниже 35°C и не выше 40°C . При этих температурах обеспечиваются наиболее оптимальные условия смазки подшипников.

Огнестойкие жидкости для регулирования турбин. Для смазки подшипников и регулирования турбин широко применяются турбинные масла марок УТ и особенно Л. Температура воспламенения этих масел около 370°C , в то время как температура свежего пара в тур-

бинах достигает $600 \div 650^{\circ}\text{C}$. Эти масла легко воспламеняются. В практике эксплуатации турбин из-за утечек масла через неплотности фланцевых соединений и аварийных повреждений маслопроводов были неоднократные случаи возникновения пожаров, сопровождавшихся иногда выходом из строя турбинного оборудования и строительных конструкций машинного зала.

Замена легко воспламеняющихся турбинных масел огнестойкой жидкостью, которую можно использовать как для регулирования, так и смазки подшипников, имеет чрезвычайно большое значение. Такая жидкость должна удовлетворять следующим основным техническим условиям: быть огнестойкой и обладать необходимой вязкостью, быть недорогой и не иметь ядовитых свойств. Одна из таких жидкостей с температурой самовоспламенения 740°C , удовлетворяющая указанным требованиям, разработана коллективом Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) под руководством доктора химических наук К. И. Иванова. Она находит применение в системах регулирования на турбинах ЛМЗ мощностью 300 000 и 800 000 кВт. В настоящее время проверяется возможность использования этой жидкости для смазки подшипников [4].

Второй совершенно огнебезопасной жидкостью, которая давно уже применяется в некоторых системах регулирования, является вода (конденсат). Большая научно-исследовательская работа по разработке этой смазки вместо масла в системах регулирования паровых турбин проведена за предшествующие годы в ВТИ под руководством доктора технических наук В. Н. Веллера.

Использование воды в системах маслоснабжения практически устранило бы пожароопасность в турбинных установках. Однако основным недостатком воды является то, что ее нельзя применять для смазки подшипников, а только в системах регулирования. Кроме того, с внедрением воды в системе регулирования во избежание коррозии металла и зашламливания воды требуются нержавеющие стали для всей коммуникации трубопроводов системы регулирования, включая арматуру, золотники, сервомоторы и другие детали, соприкасающиеся с водой. Использование воды в системах регулирования вместо масла проверено на головных образцах паровых турбин ХТГЗ типов К-160-130, К-300-240 и К-500-240. Накопление эксплуатационного опыта по использованию огнестойких жидкостей в системах маслоснабжения позволит в дальнейшем устранить пожароопасность в энергетике.

§ 1-30. Конструкция конденсационных паровых турбин

Турбина должна быть надежна в работе, экономична, конструктивно проста, отвечать требованиям удобства монтажа, ремонта и обслуживания. При выборе конструкции турбины необходимо учитывать ее мощность, параметры пара, стоимость, длительность использования в работе, степень загрузки, водоснабжение станции и др. Исследования и опыт эксплуатации турбин показывают, что создание такой

турбины является сложной задачей. Например, создание высокоэкономичной турбины, как правило, усложняет конструкцию последней, на ее изготовление требуется больше металла, повышается ее стоимость, стоимость доставки ее потребителю, удорожаются монтажные работы и ремонты. Наоборот, наиболее простая конструкция турбины, дешевая в изготовлении, удобная при доставке и монтаже, ремонтах и обслуживании, оказывается менее экономичной. Конструктор стремится удовлетворить всем требованиям, предъявляемым к турбине, учитывая их взаимную связь и зависимость. Прорабатывая различные варианты вновь создаваемой конструкции турбины и сопоставляя их по экономичности, стоимости, удобству монтажа, ремонта и т. д., он во всех случаях стремится обеспечить надежность работы машины. Таким образом, требование надежности турбины является главным и всегда должно удовлетворяться независимо от других, хотя и очень важных пожеланий.

Для турбин малой и средней мощности в качестве регулирующих ступеней применяются двухвенечные ступени скорости. Такие ступени срабатывают большие тепловые перепады ($160 \div 210$ кДж/кг и больше), что упрощает конструирование корпуса турбины и концевых уплотнений вала со стороны высокого давления, значительно понижает давление пара в турбине и позволяет применить лопатки достаточной высоты.

Конструирование последних ступеней турбин небольшой и средней мощности (при нормальном числе оборотов 3000 в минуту) не вызывает каких-либо затруднений. Для малых расходов пара не требуется применять отдельные потоки пара в последних ступенях и лопатки предельной высоты. Потери тепла с выходной скоростью в последних ступенях таких турбин обычно невелики, даже при глубоком вакууме.

Паровые турбины в Советском Союзе конструируются в соответствии с утвержденными ГОСТом параметрами пара, типами турбин и их мощностью. Такое упорядочение типов турбин и параметров пара создает благоприятные предпосылки для унификации, т. е. взаимозаменяемости отдельных узлов и деталей в пределах одной серии турбин. Опыт отечественного турбостроения показал большую возможность унификации подшипников, лабиринтовых уплотнений, деталей парораспределения и регулирования и особенно профилей и размеров сопел и рабочих лопаток, а также унификации других деталей.

Турбины КТЗ. Завод строит конденсационные турбины мощностью $6000 \div 12\,000$ кВт. На рис. 1-55 представлен продольный разрез турбины К-6-35 мощностью 6000 кВт и $n = 3000$ об/мин. Турбина рассчитана на параметры пара: $p_0 = 34,3$ бар, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ и давление в конденсаторе $p_{2к} = 0,049$ бар. Проточная часть турбины состоит из двухвенечной регулирующей ступени и пятнадцати ступеней давления. Турбина имеет три нерегулируемых отбора пара для подогрева питательной воды до температуры 146°C . При работе с включенной регенерацией турбина потребляет 27,2 т/ч пара, что соответствует удельному расходу тепла $q_s = 12300$ кДж/(кВт·ч).

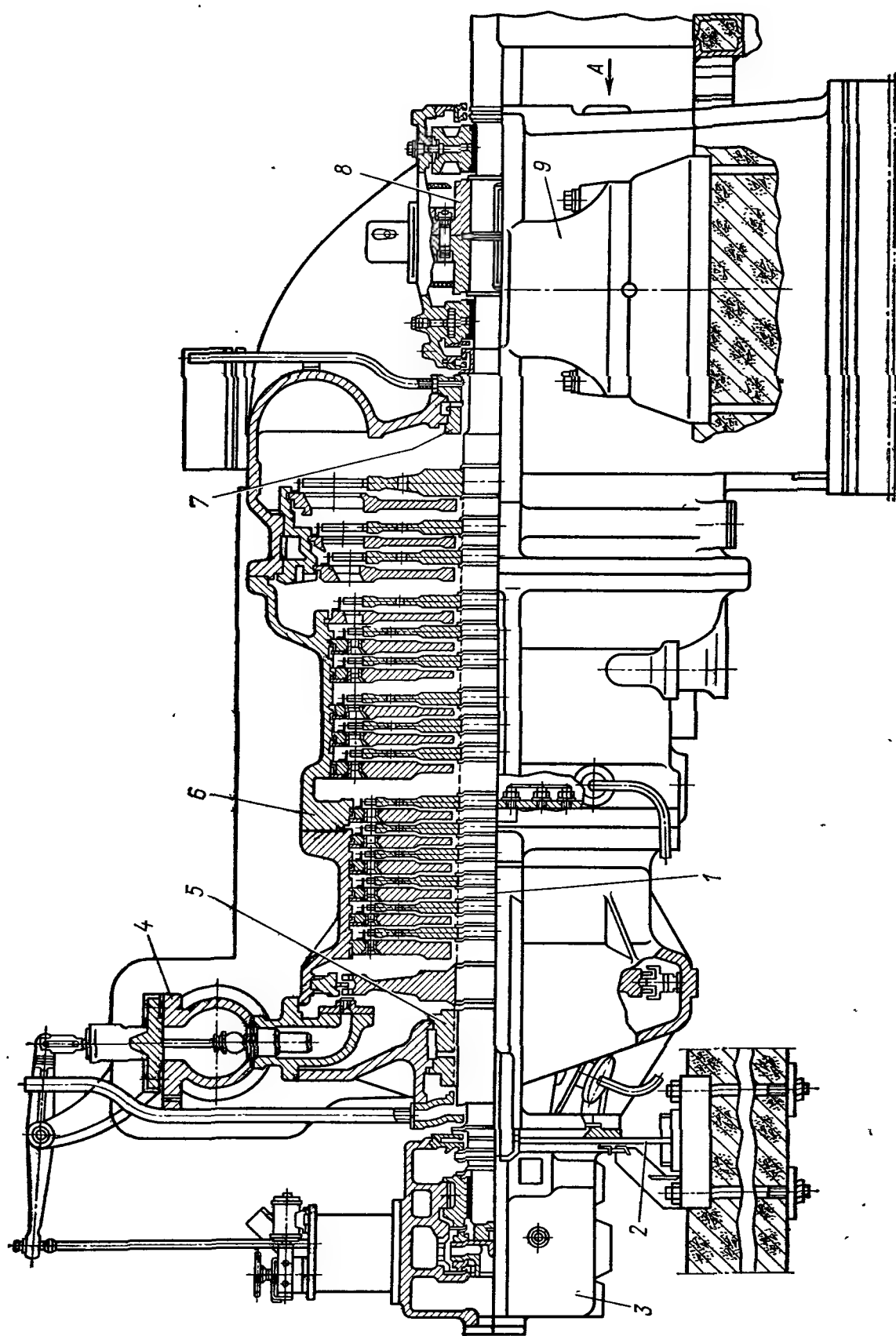


Рис. 1-55. Продольный разрез турбины К-6-35 КТЗ:

1 — вал; 2 — гибкая опора; 3 — корпус переднего подшипника; 4 — клапанная коробка; 5 — переднее концевое уплотнение; 6 — корпус турбины; 7 — заднее концевое уплотнение; 8 — жесткая соединительная муфта; 9 — опорная лапа турбины

Парораспределение части высокого давления турбины (ЧВД) является типичным для большинства выпускаемых заводом турбин. Свежий пар подводится к верхней крышке цилиндра через 6 последовательно открывающихся регулирующих клапанов, чем и обеспечивается сопловое регулирование турбины.

На переднем конце вала турбины 1 расположен упорный подшипник 3, типичный для всех типов турбин КТЗ. В качестве упорного диска использовано колесо главного масляного насоса-регулятора (см. рис. 1-43).

Глава 1-7.

КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ПАРОВОЙ ЭНЕРГИИ

§ 1-31. Конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара

На тепловых электрических станциях, главным образом на ТЭЦ, широко применяются конденсационные паровые турбины с регулируемыми отборами пара. Предназначаются они для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Такие турбины отличаются от конденсационных без регулируемых отборов тем, что тепловая энергия вырабатывается ими на базе выработки электрической энергии. Чем больше внешние потребители используют тепловой энергии на 1 кВт·ч выработки электрической энергии для заданных параметров свежего пара, тем выше становятся экономические показатели ТЭЦ. Конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара одновременно удовлетворяют внешних потребителей электрической и тепловой энергией, т. е. выработка ими электрической энергии не зависит от количества тепловой нагрузки, используемой у внешних потребителей, и наоборот.

Турбина с одним регулируемым отбором пара. Принципиальная схема турбины с одним регулируемым отбором пара для целей производства или теплофикации представлена на рис. 1-56. На рис. 1-57 показан тепловой процесс турбины с одним регулируемым отбором пара в $i-s$ -диаграмме.

Уравнение внутренней мощности турбины с регулируемым отбором для 1 кг свежего пара, кВт,

$$\Delta N_i = (i_0 - i_2) - \alpha_{п.т} (i_{п.т} - i_2), \quad (1-170)$$

где $\alpha_{п.т} = D_{п.т} / D_0$; D_0 , $D_{п.т}$ — расходы свежего пара, соответственно поступающего в турбину и передаваемого для целей производственного или теплофикационного теплоснабжения, кг/с; i_0 , $i_{п.т}$, i_2 — теплосодержание соответственно свежего пара перед турбиной, пара, поступающего из отбора к внешнему потребителю и в конденсатор турбины, кДж/кг.

Фактическое количество тепловой энергии, направляемой из турбины для внешнего теплоснабжения, кДж/с,

$$\Delta Q_{п.т} = \alpha_{п.т} (i_{п.т} - i'_{п.т}), \quad (1-171)$$

где $i'_{п.т}$ — теплосодержание конденсата регулируемого отбора, возвращаемого в тепловую схему турбины, кДж/кг.

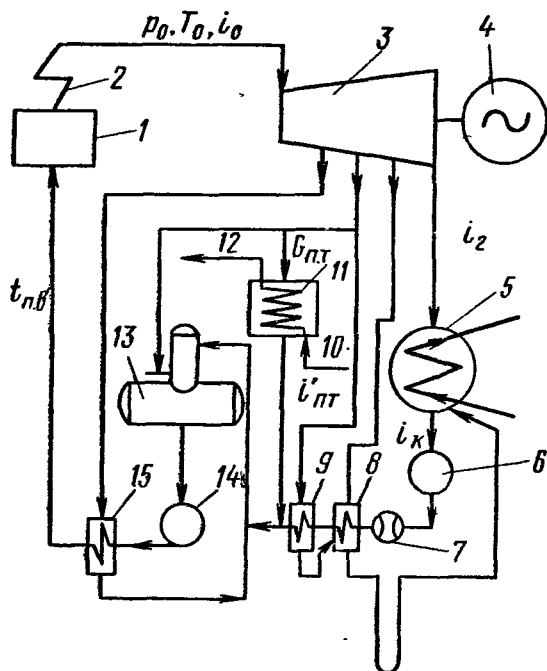


Рис. 1-56. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки с одним регулируемым и тремя регенеративными отборами пара:

1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — генератор; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос; 7 — эжектор; 8, 9 и 15 — подогреватели низкого и высокого давлений; 10 — подвод воды; 11 — теплообменник; 12 — к тепловому потребителю; 13 — деаэратор; 14 — питательный насос

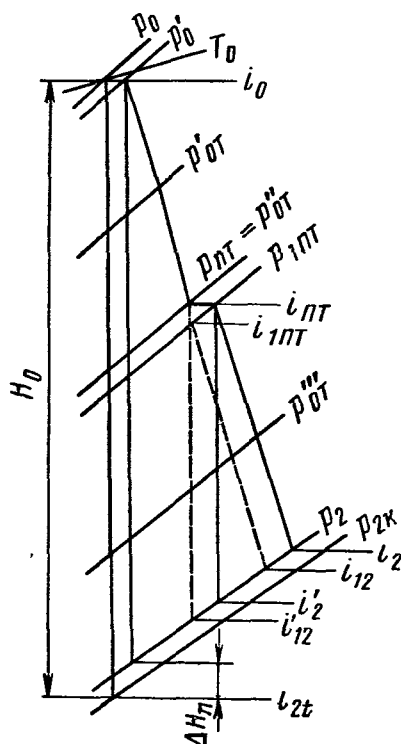


Рис. 1-57. Тепловой процесс турбины в i — s -диаграмме

Заметим, что количество тепла, отбираемого из турбины для теплоснабжения, снижает ее мощность или количество тепловой энергии на величину, кВт,

$$\Delta N'_i = \Delta Q'_i = \alpha_{п.т} (i_{п.т} - i_2). \quad (1-172)$$

В турбинах с регулируемыми отборами пара устанавливаются регулирующие клапаны для поддержания заданных давлений в камере отбора. В этих клапанах имеются тепловые потери от дросселирования. Полезно используемый тепловой перепад на ступенях за регулируемым отбором пара уменьшается на величину $\Delta h_i = (i_{п.т} - i_{п.т})$ (см.

рис. 1-57), и соответственно уменьшается мощность турбины (по отношению к 1 кг свежего пара) на величину

$$\Delta N_i'' = \Delta Q_i'' = \alpha_d (i_{п.т} - i_{1 п.т}), \quad (1-173)$$

где $\alpha_d = D_d/D_0$; D_d — расход пара через перепускные регулирующие клапаны в часть низкого давления турбины, кг/ч.

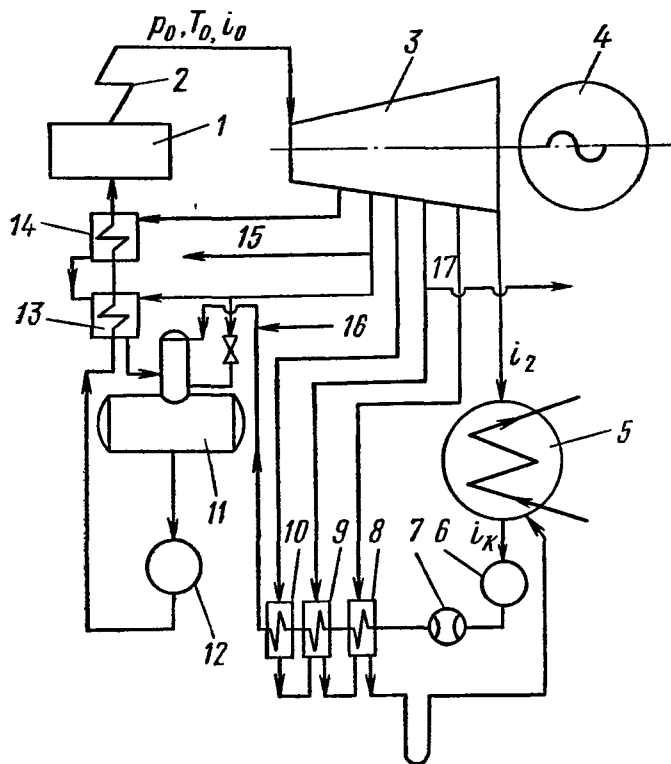


Рис. 1-58. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки с двумя регулируемыми и пятью нерегулируемыми отборами пара:

1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — генератор; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос; 7 — эжектор; 8, 9 и 10 — ПНД; 11 — деаэрактор; 12 — питательный насос; 13 и 14 — ПВД; 15 — пар к производственным потребителям; 16 — возврат конденсата от внешних потребителей тепла; 17 — пар к теплофикационным потребителям

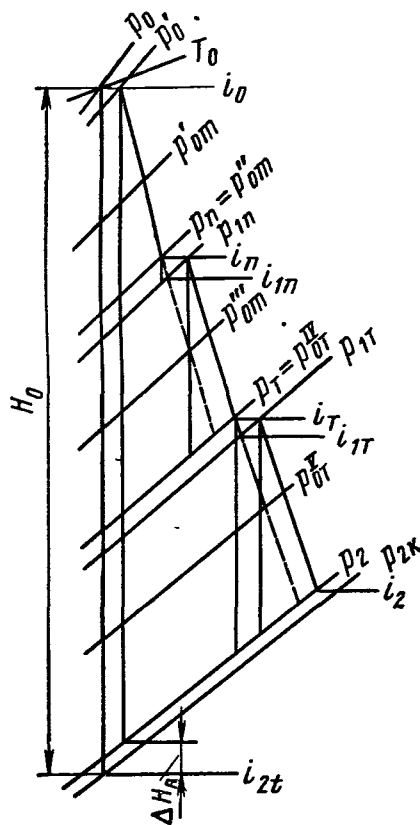


Рис. 1-59. Тепловой процесс турбины в i — s -диаграмме

По отношению к 1 кг свежего пара дополнительно будет затрачиваться $\Delta Q_{п.в}$ [кДж/кг] тепловой энергии на подогрев конденсата, возвращаемого в тепловую схему от внешнего потребителя, до энтальпии питательной воды (см. рис. 1-56):

$$\Delta Q_{п.в} = \alpha_{п.т} (i_{п.в} - i'_{п.т}), \quad (1-174)$$

где $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Фактическое количество тепловой энергии, направляемое внешнему потребителю, складывается из суммы энергий, определяемых

(1-172) — (1-174). Таким образом, экономия тепловой энергии, получаемая от комбинированной выработки тепловой и электрической энергии,

$$\Delta Q_3 = \Delta Q_{п.т} - (\Delta Q'_i + \Delta Q''_i + \Delta Q_{п.в}) = \alpha_{п.т} (i_{п.т} - i'_{п.т}) - \alpha_{п.т} (i_{п.т} - i_2) - \alpha_d (i_{п.т} - i_{1 п.т}) - \alpha_{п.т} (i_{п.в} - i'_{п.т}) = \alpha_{п.т} (i_2 - i'_{п.т}) - \alpha_d (i_{п.т} - i_{1 п.т}) - \alpha_{п.т} (i_{п.в} - i'_{п.т}). \quad (1-175)$$

В случае умеренных потерь от дросселирования в перепускных регулирующих клапанах величина $\alpha_d(i_{п.т} - i_{1 п.т})$ не превышает 1÷2 % от общей экономии.

Турбина с двумя регулируемыми отборами пара. Принципиальная схема турбины с двумя регулируемыми отборами пара представлена на рис. 1-58. Тепловой процесс турбины в i — s -диаграмме приведен на рис. 1-59.

Первый регулируемый отбор пара используется для производственных целей, второй отбор — обычно для теплофикации.

Внутренняя мощность турбины с двумя регулируемыми отборами пара, отнесенная к 1 кг/с свежего пара G_0 , кВт,

$$\Delta N_i = (i_0 - i_2) - \alpha_n (i_n - i_2) - \alpha_t (i_t - i_2), \quad (1-176)$$

где $\alpha_n = G_n/G_0$; G_n — отбор пара для целей производства, кг/ч; $\alpha_t = G_t/G_0$; G_t — отбор пара для целей теплофикации, кг/ч; i_n , i_t — энтальпии пара соответственно производственного и теплофикационного отборов, кДж/кг.

Фактическое количество тепловой энергии [кВт], поступающей от турбины к внешним потребителям, отнесенные к 1 кг свежего пара, на производственные потребности

$$\Delta Q_n^\Phi = \alpha_n (i_n - i'_n); \quad (1-177)$$

на теплофикацию

$$\Delta Q_t^\Phi = \alpha_t (i_t - i'_t), \quad (1-178)$$

где i'_n , i'_t — энтальпии конденсата, возвращаемого соответственно от производственных и теплофикационных потребителей тепловой энергии, кДж/кг.

Организация снабжения производственных потребителей фактическим количеством тепловой энергии связана со следующими потерями и затратами тепловой энергии: потери тепла турбины

$$\Delta Q_n = \alpha_n (i_n - i_2); \quad (1-179)$$

потери тепла от дросселирования в регулирующих клапанах за производственным отбором

$$\Delta Q'_d = \alpha'_d (i_n - i_{1n}); \quad (1-180)$$

затраты тепла на подогрев конденсата, возвращаемого от внешних потребителей, до температуры питательной воды $t_{п.в}$

$$\Delta Q_{п.в} = \alpha_{п} (i_{п.в} - i'_{п}), \quad (1-181)$$

где $\alpha'_д = G'_д / G_0$; $G'_д$ — расход пара через регулирующие клапаны за производственным отбором; $i_{п}$, $i_{1п}$ — энтальпия соответственно пара производственного отбора и за перепускными клапанами (см. рис. 1-59); $i_{п.в}$, $i'_{п}$ — энтальпия соответственно питательной воды и конденсата, возвращаемого от производственного потребителя в тепловую схему турбины.

Организация теплофикационного отбора из турбины для снабжения фактическим теплом потребителей имеет следующие потери и затраты тепловой энергии:

потери тепла турбины

$$\Delta Q_{т} = \alpha_{т} (i_{т} - i_2); \quad (1-182)$$

потери тепла от дросселирования в регулирующих клапанах за теплофикационным отбором

$$\Delta Q''_{д} = \alpha''_{д} (i_{т} - i_{1т}); \quad (1-183)$$

затраты тепла на подогрев конденсата, возвращаемого от теплофикационных потребителей, до температуры питательной воды

$$\Delta Q''_{п.в} = \alpha_{т} (i_{п.в} - i'_{т}), \quad (1-184)$$

где $\alpha''_{д} = G''_{д} / G_0$; $G''_{д}$ — расход пара через регулирующие клапаны за теплофикационным отбором; $i_{1т}$ — энтальпия пара за перепускными клапанами (см. рис. 1-59).

Суммарные затраты тепла на снабжение внешних потребителей за фактически получаемую ими тепловую энергию от турбины из производственного отбора

$$\Delta Q_{п.с} = \alpha_{п}(i_{п} - i_2) + \alpha'_д (i_{п} - i_{1п}) + \alpha_{п} (i_{п.в} - i'_{п}), \quad (1-185)$$

из теплофикационного отбора

$$\Delta Q_{т.с} = \alpha_{т} (i_{т} - i_2) + \alpha''_{д} (i_{т} - i_{1т}) + \alpha_{т} (i_{п.в} - i'_{т}). \quad (1-186)$$

Экономия тепловой энергии от применения регулируемых отборов пара определяется разностью между (1-177) и (1-185) для производственного отбора:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{э.п} &= \alpha_{п} (i_{п} - i'_{п}) - \alpha_{п} (i_{п} - i_2) - \alpha'_д (i_{п} - i_{1п}) - \alpha_{п} (i_{п.в} - i'_{п}) = \\ &= \alpha_{п} (i_2 - i'_{п}) - \alpha'_д (i_{п} - i_{1п}) - \alpha_{п} (i_{п.в} - i'_{п}) \end{aligned} \quad (1-187)$$

и (1-178), (1-182)—(1-184) и (1-186) для теплофикационного отбора:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{9.т} &= \alpha_{т} (i_{т} - i'_{т}) - \alpha_{т} (i_{т} - i_2) - \alpha''_{д} (i_{т} - i_{1т}) - \alpha_{т} (i_{п.в} - i'_{т}) = \\ &= \alpha_{т} (i_2 - i'_{т}) - \alpha''_{д} (i_{т} - i_{1т}) - \alpha_{т} (i_{п.в} - i'_{т}).\end{aligned}\quad (1-188)$$

Экономия тепловой энергии для обоих отборов пара составляет сумму энергий, определяемых по (1-187) и (1-188), т. е.

$$\Delta Q_{9.0} = \Delta Q_{9.п} + \Delta Q_{9.т}. \quad (1.189)$$

§ 1-32. Турбина с противодавлением и регулируемым отбором пара

Принципиальная схема этой тепловой установки приведена на рис. 1-60. Тепловой процесс турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара в $i-s$ -диаграмме показан на рис. 1-61.

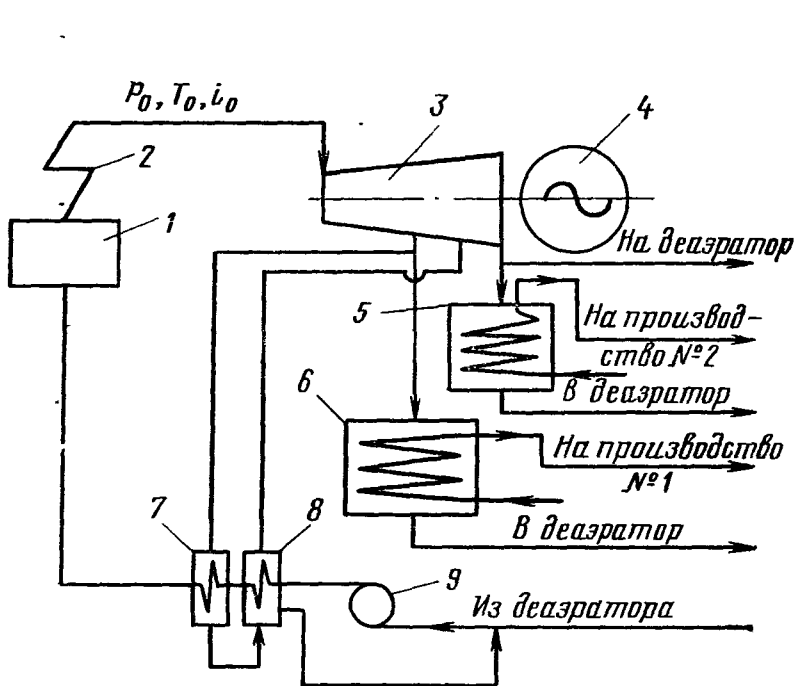


Рис. 1-60. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки с одним регулируемым отбором пара и противодавлением:

1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — генератор; 5 и 6 — теплообменники; 7 и 8 — ПВД; 9 — питательный насос

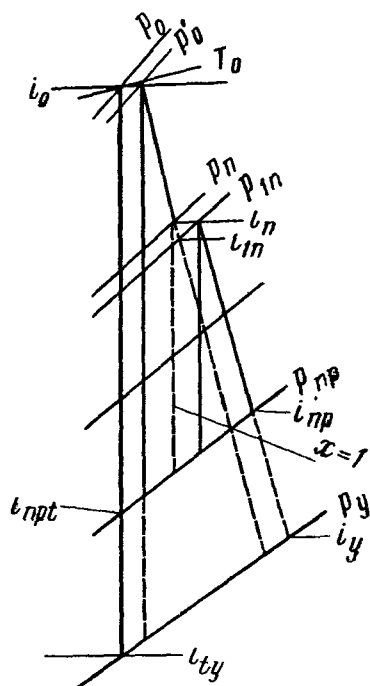


Рис. 1-61. Тепловой процесс турбины в $i-s$ -диаграмме

Фактическое количество тепловой энергии, поступающей от турбины к внешним потребителям на производственные потребности № 1,

$$\Delta Q'_{п.ф} = \alpha'_{п} (i_{п} - i'_{п}); \quad (1-190)$$

на производственные потребности № 2

$$\Delta Q^{\Phi}_{пр} = \alpha_{пр} (i_{пр} - i'_{пр}), \quad (1-191)$$

где $\alpha'_n = G'_n/G_0$; G'_n — расход пара из регулируемого отбора; G_0 — расход свежего пара через турбину, кг/с; $\alpha_{np} = G_{np}/G_0$; G_{np} — расход пара из противодавления на производство, кг/с; i_n , i_{np} — энтальпии пара соответственно в регулируемом отборе и противодавлении, кДж/кг; i'_n , i'_{np} — энтальпии соответственно конденсата, возвращаемого из регулируемого отбора, и противодавления, кДж/кг.

Организация регулируемого отбора пара из турбины вызывает следующие относительные потери или затраты тепла на снабжение внешних потребителей тепловой энергией:

потери тепла (или мощности) турбины

$$\Delta Q'_n = \alpha'_n (i_n - i_y); \quad (1-192)$$

потери тепла от дросселирования пара в регулирующих клапанах за первым производственным отбором

$$\Delta Q^n_d = \alpha^n_d (i_n - i_{1n}); \quad (1-193)$$

затраты тепла на подогрев конденсата, возвращаемого от производственных потребителей № 1, до температуры питательной воды $t_{п.в}$

$$\Delta Q^n_{п.в} = \alpha'_n (i_{п.в} - i'_n), \quad (1-194)$$

где i_y — энтальпия отработавшего пара при его расширении в конденсационной турбине, кДж/кг; G^n_d — расход пара через регулирующие клапаны за отбором, кг/с; i_{1n} — энтальпия пара производственного отбора за регулируемыми клапанами, кДж/кг; $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Второй производственный отбор № 2 вызывает следующие относительные потери или затраты тепла:

потери тепла или мощности турбины

$$\Delta Q_{np} = \alpha_{np} (i_{np} - i_y); \quad (1-195)$$

затраты тепла на подогрев конденсата, возвращаемого от производственных потребителей № 2, до температуры питательной воды $t_{п.в}$

$$\Delta Q^{np}_{п.в} = \alpha_{np} (i_{п.в} - i'_{np}). \quad (1-196)$$

Суммарные затраты тепла на снабжение внешних потребителей, за фактически получаемую ими тепловую энергию от турбины: от производственного отбора

$$\Delta Q'_{п.с} = \alpha'_n (i_n - i_y) + \alpha^n_d (i_n - i_{1n}) + \alpha'_n (i_{п.в} - i'_n); \quad (1-197)$$

из противодавления

$$\Delta Q_{п.с} = \alpha_{np} (i_{np} - i_y) + \alpha_{np} (i_{п.в} - i'_{np}). \quad (1-198)$$

Экономия тепловой энергии от применения регулируемого отбора и пара из противодавления определяется разностью между (1-190) и (1-197), а также (1-191) и (1-198):
для производственного отбора № 1

$$\Delta Q'_{\text{п}} = \alpha'_{\text{п}} (i_{\text{п}} - i'_{\text{п}}) - \alpha'_{\text{п}} (i_{\text{п}} - i_{\text{у}}) - \alpha'_{\text{д}} (i_{\text{п}} - i_{1\text{п}}) - \alpha'_{\text{п}} (i_{\text{п.в}} - i'_{\text{п}}) = \\ = \alpha'_{\text{п}} (i_{\text{у}} - i'_{\text{п}}) - \alpha'_{\text{д}} (i_{\text{п}} - i_{1\text{п}}) - \alpha'_{\text{п}} (i_{\text{п.в}} - i'_{\text{п}}); \quad (1-199)$$

для производственного отбора № 2

$$\Delta Q_{\text{э.пр}} = \alpha_{\text{пр}} (i_{\text{пр}} - i'_{\text{пр}}) - \alpha_{\text{пр}} (i_{\text{пр}} - i_{\text{у}}) - \alpha_{\text{пр}} (i_{\text{п.в}} - i'_{\text{пр}}) = \\ = \alpha_{\text{пр}} (i_{\text{у}} - i'_{\text{пр}}) - \alpha_{\text{пр}} (i_{\text{п.в}} - i'_{\text{пр}}). \quad (1-200)$$

Для турбины с противодавлением независимо от регенеративных отборов фактическое количество тепловой энергии будет определяться по (1-190). Это уравнение действительно для производственных потребителей тепловой энергии и теплофикации.

Организация отбора пара из противодавления турбины вызывает те же потери и затраты тепла на снабжение внешних потребителей, которые определяются по (1-195) и (1-196). Экономия тепловой энергии подсчитывается по (1-200) независимо от того, где это тепло будет использовано, т. е. в производстве или теплофикации.

Следует заметить, что во все уравнения необходимо подставлять фактические значения энтальпий конденсатов, возвращаемых с производства.

§ 1-33. Конструкция турбин с одним регулируемым отбором пара

Турбина типа Т-6-35 КТЗ имеет мощность 6000 кВт и число оборотов 3000 об/мин. Рассчитана на работу с параметрами пара: $p_0 = 34,4$ бар; $t_0 = 435^\circ \text{C}$; вакуум 95%. На рис. 1-62 показан продольный разрез турбины. Ее проточная часть высокого давления состоит из двухвечной регулирующей ступени и десяти ступеней давления, а часть низкого давления имеет одновечную регулирующую ступень и пять ступеней давления. Турбина имеет сопловое парораспределение в части высокого и части низкого давлений.

Расход пара через турбину с номинальной мощностью и отбором пара на теплофикацию в количестве 35 т/ч при давлении в отборе 1,18 бар составляет 40,7 т/ч. При этом режиме конечная температура подогрева питательной воды равняется 150°C . Пределы изменения давления пара в регулируемом отборе (1,18 ÷ 2,45) бар. Основные технические данные по удельным расходам пара и тепла приведены в табл. 1-2.

Таблица 1-2

Гарантийные расходы тепла (по заводским данным)

$N_{\text{э}}, \text{ кВт}$	$D_{\text{г}}, \text{ т/ч}$	$d_{\text{э}}, \text{ кг/(кВт ч)}$	$q_{\text{э}}, \text{ кДж/(кВт ч)}$ [ккал/(кВт ч)]	$D_{\text{т}}, \text{ т/ч}$	$p_{\text{т}}, \text{ бар}$
6000	40,7 27,6	6,8 4,6	18000 (4300) 12650 (3020)	35 —	1,18 —

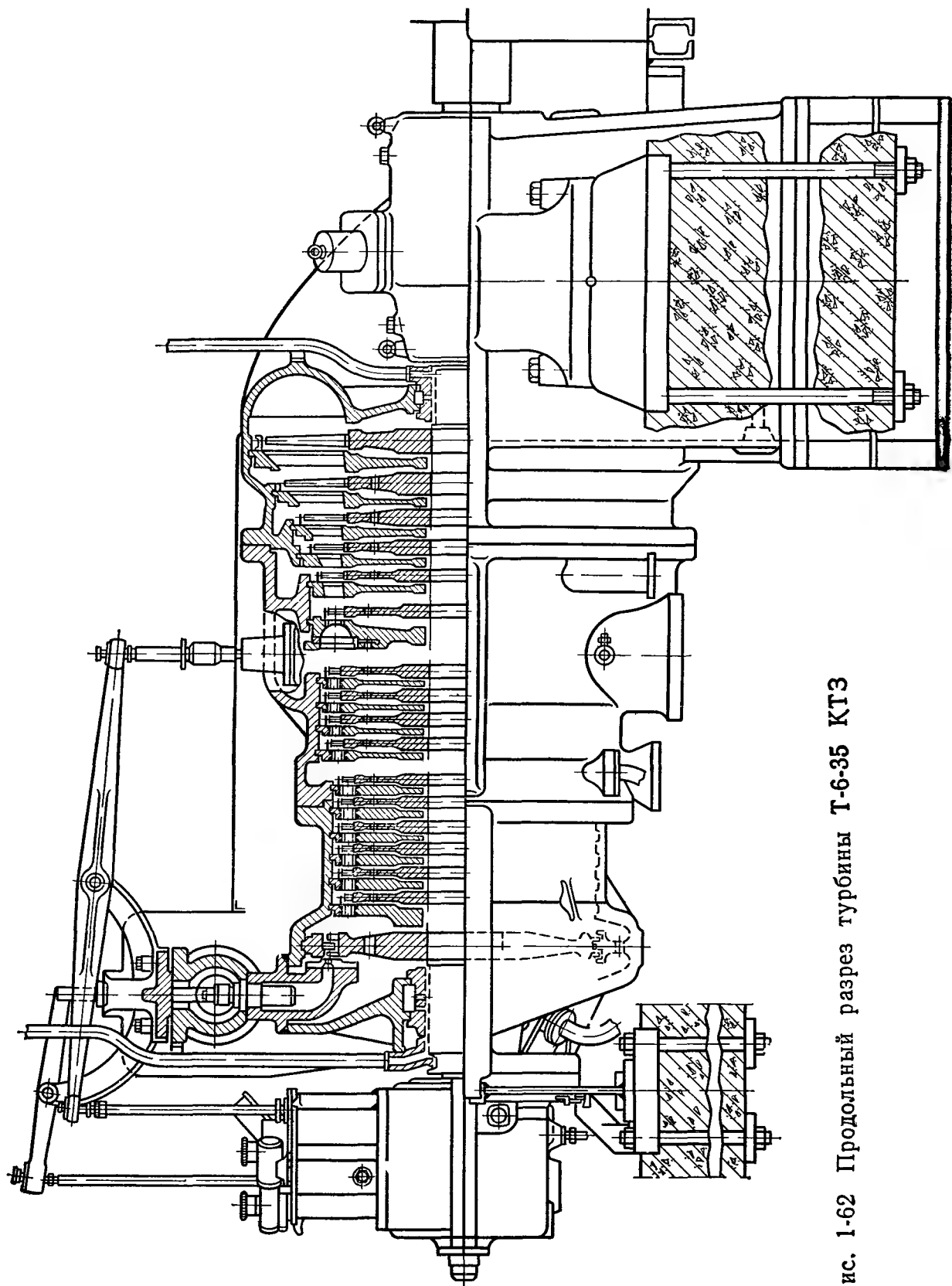


Рис. 1-62 Продольный разрез турбины Т-6-35 КТЗ

§ 1-34. Конструкции турбин с двумя регулируемыи отборами пара

Турбина типа ПТ-25-90/10 КТЗ рассчитана на параметры свежего пара 88,3 бар, 535° С и на давление отработавшего пара 0,049 бар. На рис. 1-63 показан продольный разрез турбины номинальной мощностью 25 000 кВт при 3000 об/мин. Турбина имеет два регулируемых отбора пара: производственный при давлении 9,8 бар и теплофикационный — при 1,18 бар. Расход свежего пара через турбину при номинальной нагрузке и расчетных отборах пара на производство 70 т/ч и теплофикацию 53 т/ч составляет 160 т/ч.

Турбина одноцилиндровая; проточная часть высокого давления состоит из двухвенечной регулирующей ступени и семи ступеней давления; часть среднего давления имеет одновенечную регулирующую ступень и шесть ступеней давления, а часть низкого давления — также одновенечную ступень и три ступени давления. В турбине предусмотрены нерегулируемые отборы пара для подогрева питательной воды. Давления пара в регулируемых отборах могут изменяться в пределах: производственный — $6,87 \div 12,75$ бар, а теплофикационный — $0,687 \div 2,45$ бар. Турбина может работать с любым выключенным регулируемым отбором пара или обоими закрытыми отборами, т. е. на конденсационном режиме. Однако при этом режиме работы ее экономичность значительно снижается.

Ротор турбины гибкий, критическое число оборотов его — 1690 в минуту, а системы роторов турбина — генератор — 2000 в минуту.

Для регулирования давления в производственном отборе пара установлена поворотная диафрагма конструкции ЛМЗ для соплового парораспределения, аналогичного парораспределению посредством четырех клапанов (рис. 1-64). Из этого рисунка видно, что сопла регулирующей ступени соединены по два и пар подводится к каждой паре сопел через отверстия в неподвижной диафрагме, перекрываемые поворотной диафрагмой. Эти отверстия располагаются по диафрагме двумя ярусами, что и обеспечивает последовательное открытие четырех групп сопел. Неподвижные кольца, размещенные перед поворотной диафрагмой, разгружают последнюю от осевых усилий. Для разгрузки осевого давления камеры I соединяются отверстиями с камерой II (см. разрез АА—ББ—ВВ), что и обеспечивает некоторое выравнивание давлений по обе стороны поворотной диафрагмы.

В табл. 1-3 приведены показатели экономичности турбины.

Таблица 1-3

Показатели экономичности турбины

N_9 , кВт	η_r , %	$D_{п.}$, т/ч при 9,81 бар	$D_{т.}$, т/ч при 1,18 бар	$t_{п.}$ в, °С	d_9 , кг/(кВт·ч)
25000	98,2	70	53	218	6,40
25000	98,2	0	0	197	3,96
20000	98,1	46	37	207	6,15

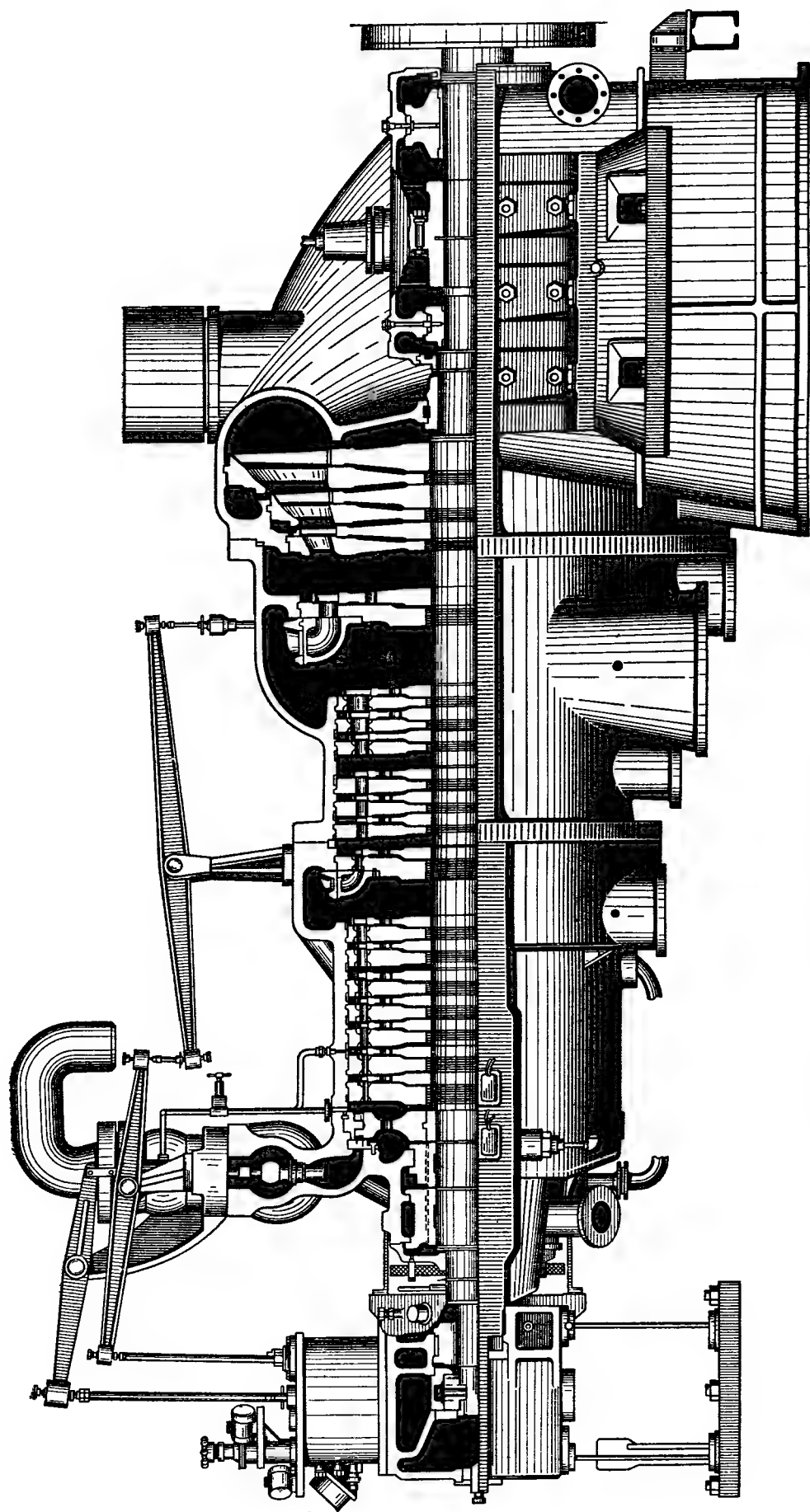


Рис. 1-63. Продольный разрез турбины ПТ-25-90/10 КТЗ

§ 1-35. Конструкции турбин с противодавлением

Турбины с противодавлением строятся на заводах СССР на номинальные мощности $2500 \div 100\,000$ кВт и на различные параметры свежего и отработавшего пара. Все турбины с противодавлением снабжаются сопловым парораспределением активного типа.

Турбина типа Р-4-35/3 КТЗ имеет расчетные параметры свежего пара 34,3 бар и 435°C , противодавление 2,94 бар; допускается изменение противодавления в пределах $1,96 \div 3,92$ бар. Продольный разрез ее показан на рис. 1-65. Проточная часть ее состоит из двухвенечной регулирующей ступени и девяти ступеней давления. Турбины КТЗ с низким противодавлением, как правило, строятся с двухвенечными регулирующими ступенями, что обеспечивает их компактность. Парораспределение турбины сопловое: шесть регулирующих клапанов установлены на верхней крышке турбины. В турбине после седьмой ступени предусмотрен нерегулируемый отбор пара для подогрева питательной воды.

Корпусы переднего и заднего подшипников жестко соединены с корпусом турбины. Корпус заднего подшипника неподвижно закреплен на фундаментной раме, а корпус переднего подшипника крепится к корпусу турбины, который опирается на фундаментную плиту через специальную гибкую опору только в осевом направлении. Такая конструкция опоры обеспечивает полную компенсацию тепловых расширений и является надежной и простой, что характерно и для других однотипных турбин.

Характерной особенностью этой и других однотипных турбин КТЗ является конструкция их роторов. Диски турбин КТЗ не имеют явно выраженных ступиц. Для каждой турбины они выполнены одного диаметра; посадка их на вал производится после автофретирования в горячем состоянии с повышенным натягом. Диски имеют продольные шпонки от проворачивания, а в осевом направлении удерживаются специальными кольцами, посаженными на вал в горячем состоянии. Такое конструктивное решение позволило перенести промежуточные уплотнения диафрагм непосредственно на вал, т. е. уменьшить диаметр уплотнений и сократить протечки пара по ступеням и строительную длину турбины. Фикспункт турбины расположен у ее выхлопа, и она расширяется в сторону переднего подшипника. Турбина имеет валоповоротное устройство с ручным приводом. Передний подшипник турбины является комбинированным опорно-упорным. Упорная часть подшипника одновременно является регулятором скорости.

Расход свежего пара через турбину при номинальной и максимальной нагрузке составляет 35,6 т/ч. Удельный расход пара соответственно равен 8,9 кг/(кВт·ч).

На рис. 1-66 показана схема регулирования турбин с противодавлением. Система регулирования турбины гидродинамическая, однонасосная, с двукратным усилением регулирующего импульса. Масло из масляного бака 1 поступает к инжектору 2, из которого подается в систему смазки турбины и к центробежному насосу 3. Дроссельная

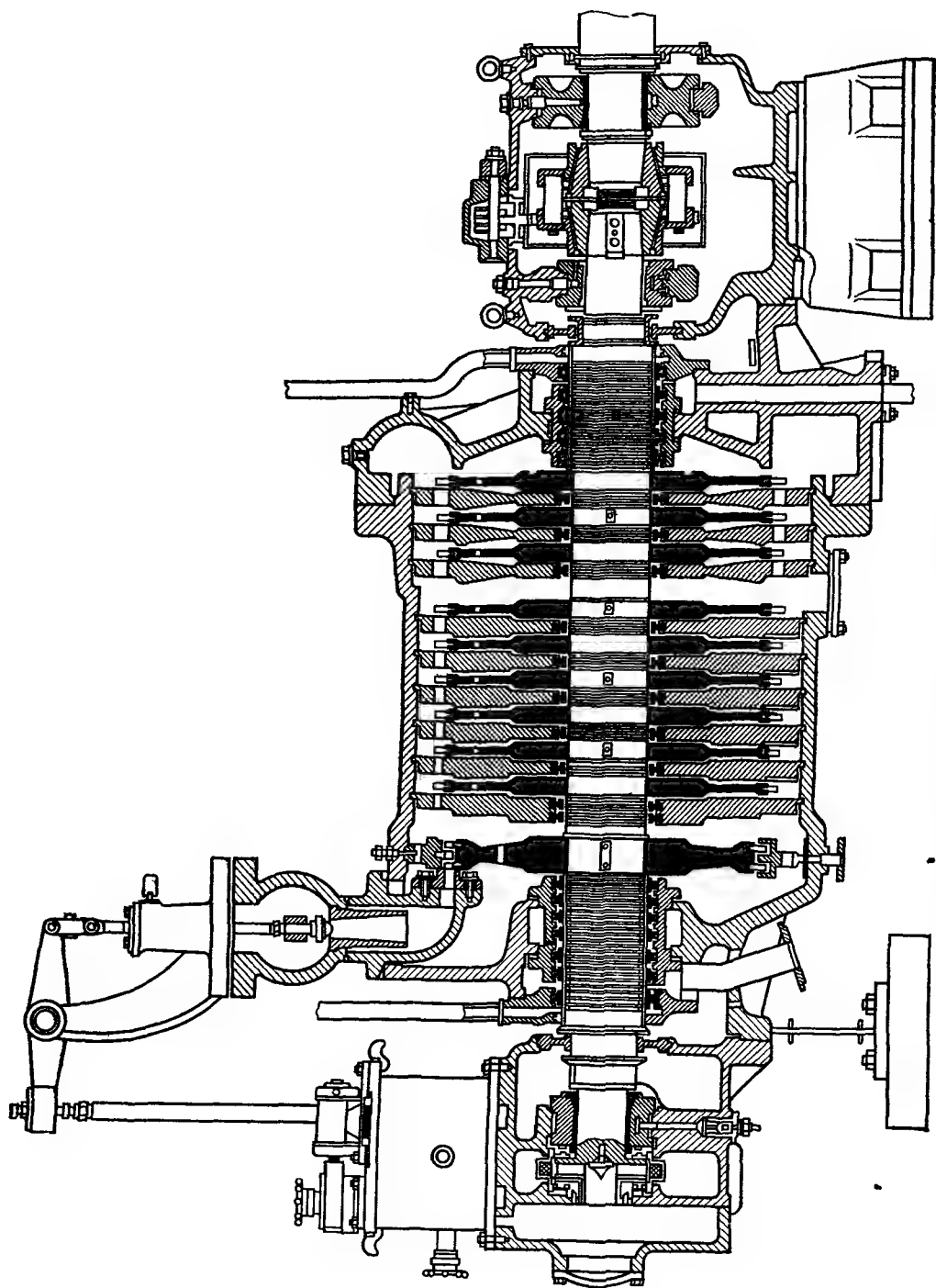


Рис. 1-65. Продольный разрез турбины Р-4-35/3 КТЗ

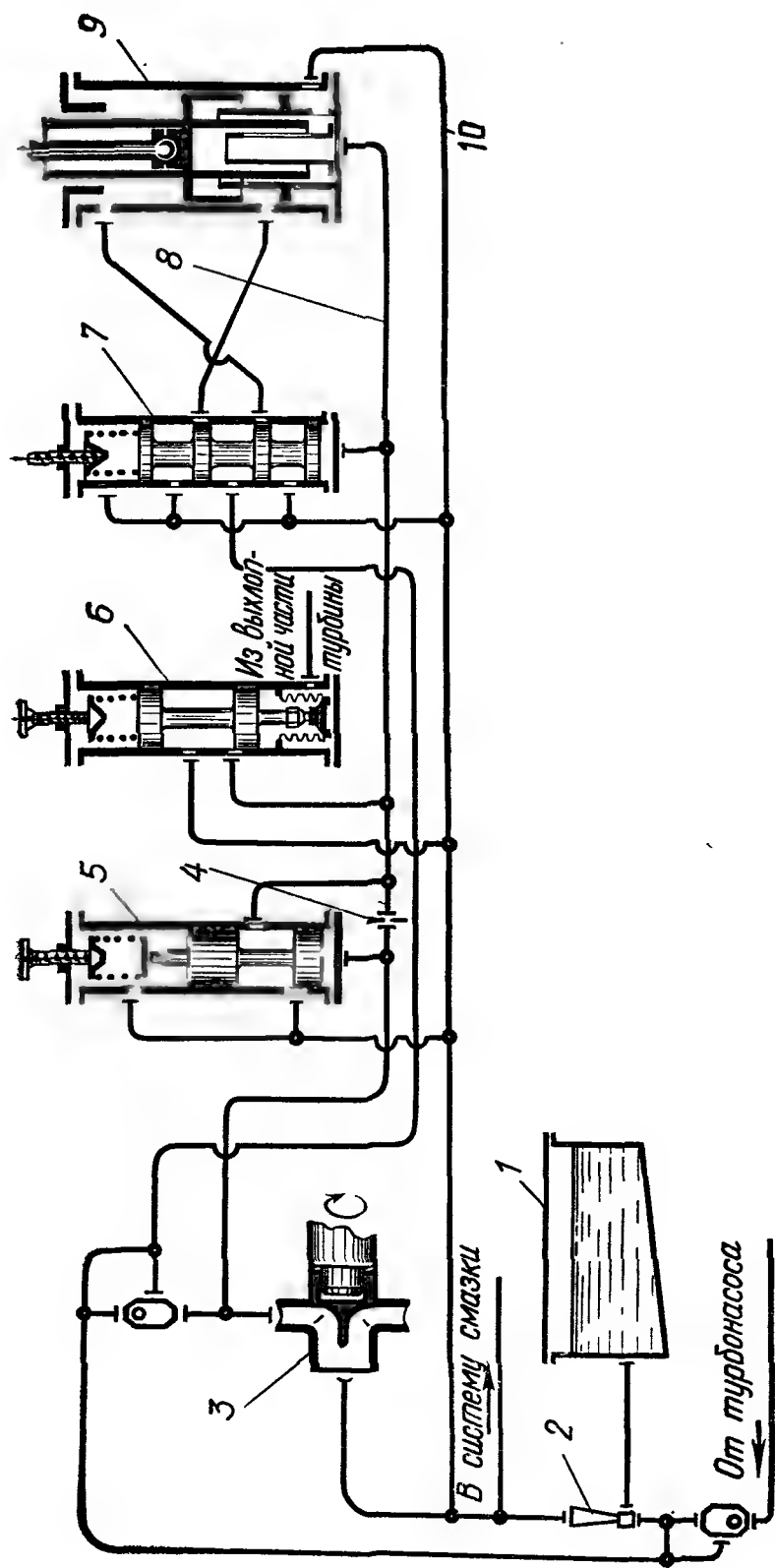


Рис. 1-66. Схема регулирования турбин с противодавлением КТЗ

диафрагма 4 уменьшает давление масла в напорной линии системы регулирования. Центробежный масляный насос 3 (он же регулятор скорости) при рабочем числе оборотов развивает давление в системе нагнетания 7,35 бар. При повышении давления масла за колесом главного насоса 3 золотник трансформатора давления 5 перемещается вверх и одновременно повышается давление в импульсной линии 8. Золотник 7 поднимается вверх и соединяет нижнюю полость сервомотора 9 с нагнетательной линией насоса, а масло из верхней полости 9 поступает в сливную линию 10. При этом клапан свежего пара прикрывается и нагрузка турбины уменьшается. Поршень сервомотора, перемещаясь вверх, увеличивает проходную площадь окна обратной связи сервомотора, и масло из импульсной линии идет в сливную линию, т. е. на всас к центробежному насосу, что приводит отсечной золотник в среднее положение. Таким образом, уменьшается мощность турбины и восстанавливается рабочее число оборотов при индивидуальной работе на электрическую сеть. Регулятор давления 6 сильфонного типа подключен в выхлопной части турбины, а между поршнями золотника имеется связь с импульсной и сливной линиями. Он включается при параллельной работе турбины с другими турбогенераторами. Например, противодействие турбины повышается, поршень регулятора давления 6 поднимается вверх, приток масла в импульсную линию уменьшается, а давление в ней повышается, что приводит к подъему поршня отсеченного золотника 7. При этом нижняя полость сервомотора 9 соединяется напорной линией насоса 3 через отсечный золотник 7. Последующие процессы регулирования протекают аналогично регулированию с регулятором скорости.

Турбина типа Р-50-130/18 ЛМЗ, номинальная мощность 50000 кВт на 3000 об/мин. Параметры свежего пара 127,5 бар; 565° С и противодействие 17,7 бар. Продольный разрез турбины показан на рис. 1-67. Проточная часть турбины состоит из одновенечной регулирующей ступени и шестнадцати ступеней давления. Регулирование турбины смешанное: сопловое с внутренним обводом. Регулирующая ступень состоит из четырех групп сопел, обслуживаемых четырьмя клапанами. Обводной клапан подает пар к четвертой ступени давления из камеры регулирующей ступени и открывается одновременно с четвертым сопловым клапаном. Все диски турбины изготовлены из одной поковки с валом из стали Р2. Диафрагмы промежуточных ступеней укреплены в четырех обоймах. В турбине предусмотрены два нерегулируемых отбора пара за девятой и тринадцатой ступенями для подогрева питательной воды.

Диски всех ступеней давления имеют разгрузочные от осевых давлений отверстия. Лабиринтовые уплотнения со стороны высокого и низкого давлений выполнены без втулок. Диаметры вала переднего уплотнения несколько больше диаметров уплотнений диафрагм и концевых уплотнений вала со стороны низкого давления, что также разгружает осевые давления по ходу пара в турбине. Передний подшипник турбины комбинированный опорно-упорный. На переднем конце вала расположены два цилиндрических бойка предохранительных выключателей и двусторонний масляный насос.

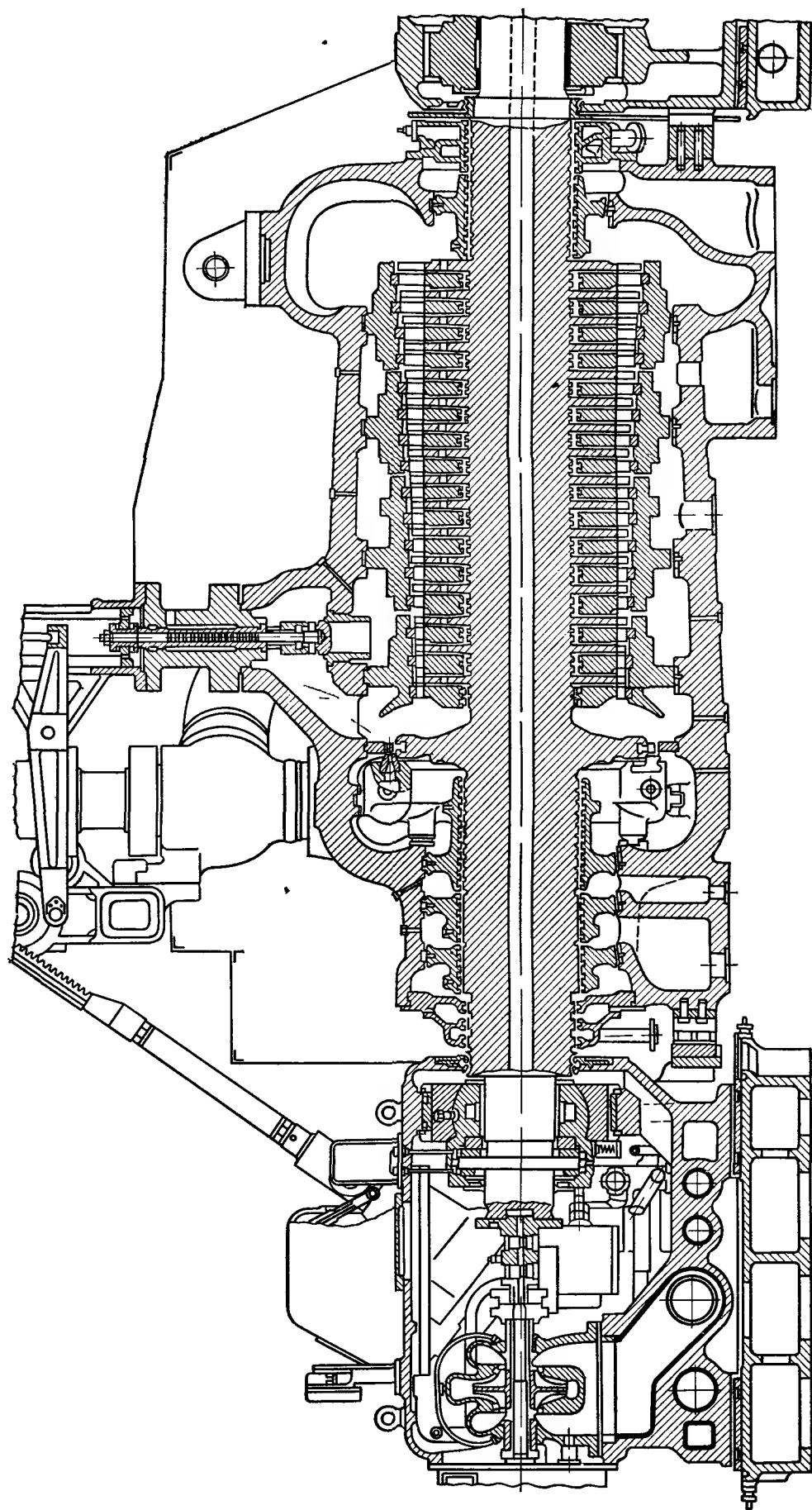


Рис. 1-67. Продольный разрез турбины Р-50-130/18 ЛМЗ

Расход свежего пара при номинальной нагрузке составляет 370 т/ч, а при максимальной 60 000 кВт — 480 т/ч. Удельные расходы пара соответственно равны 7,4 и 8,0 кг/(кВт·ч).

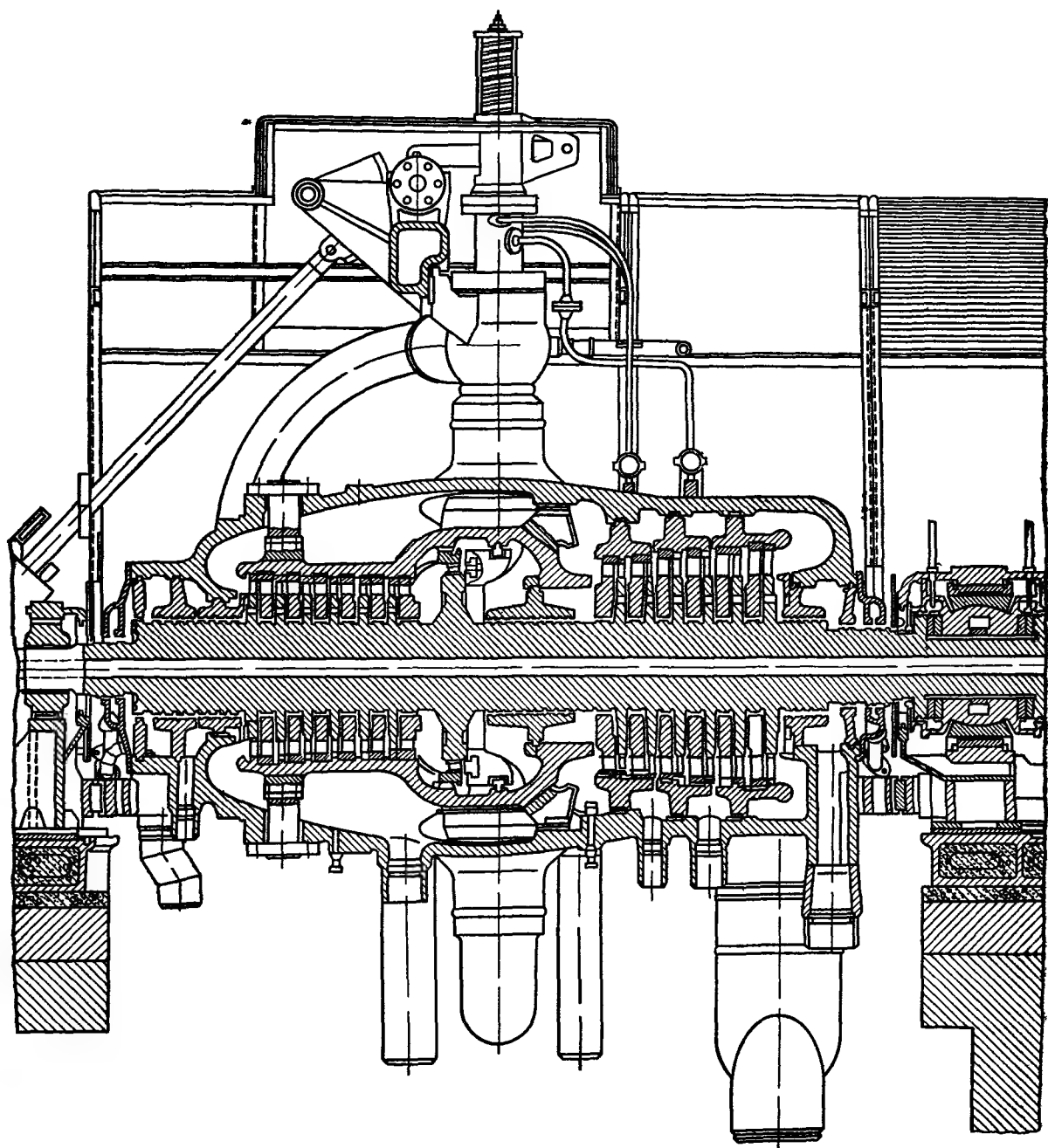


Рис. 1-68. Продольный разрез турбины Р-100-130/15 ТМЗ

Турбина типа Р-100-130/15 ТМЗ, номинальная мощность 100 000 кВт при 3000 об/мин. Расчетные давления и температура свежего пара 127,5 бар и 565° С, противодавление 14,7 бар. Продольный разрез турбины показан на рис. 1-68. Парораспределение турбины сопловое с четырьмя регулирующими клапанами: два клапана установлены на верхней крышке и два — по бокам у нижней части корпуса. Турбина имеет два расходящихся потока пара. Регулирующая

ступень одновенечная с увеличенным, по сравнению с диаметром ступеней давления, диаметром. Часть высокого давления турбины имеет двухстенный цилиндр. Пар по выходе из регулирующей ступени проходит шесть ступеней давления и, омывая внутреннюю стенку корпуса, направляется в последующие шесть ступеней. Диафрагмы части среднего давления (ЧСД) турбины закреплены в трех обоймах. Отработавший пар турбины направляется внешним потребителям.

Турбина имеет три нерегулируемых отбора пара для подогрева питательной воды. Первый отбор производится за последней ступенью двойного корпуса и два других организованы между обоймами части среднего давления. Указанное расположение корпусов турбины с расходящимися потоками пара благоприятно для уравнивания осевого давления на упорный подшипник.

Турбина покоится на двух опорных подшипниках: передний опорный, а со стороны выхлопа пара — комбинированный опорно-упорный. Средняя часть последнего подшипника — опорная, а по обе ее стороны установлены рабочие колодки, упирающиеся в два гребня, выточенные на валу турбины. Валоповоротное устройство размещено на корпусе соединительной муфты между турбиной и генератором.

Расход свежего пара через турбину при расчетных параметрах составляет 760 т/ч. Удельный расход пара при номинальной мощности равняется 7,6 кг/(кВт·ч).

§ 1-36. Конструкции турбин с противодавлением и регулируемыми отборами пара

Турбина типа ПР-6-35(15)5 КТЗ, номинальная мощность 6000 кВт при 3000 об/мин. Расчетные параметры пара: давление свежего пара 34,3 бар, температура 435° С; давление регулируемого отбора 14,7 бар, противодавление 4,9 бар. Продольный разрез верхней половины турбины показан на рис. 1-69. Проточная часть турбины до регулируемого отбора состоит из одновенечной регулирующей ступени и трех ступеней давления; за регулируемым отбором — также одновенечная регулирующая ступень и три ступени давления. Регулирующие ступени свежего пара и производственного отбора имеют сопловое парораспределение. Номинальный расход свежего пара через турбину при ее работе без регулируемого отбора составляет 62,6 т/ч, а с производственным отбором — 84,5 т/ч. Номинальная величина производственного отбора 35 т/ч.

В процессе эксплуатации турбины давление в регулируемом отборе может изменяться в пределах 12,7÷16,7 бар, а противодавление — соответственно 3,92÷6,85 бар.

Номинальные удельные расходы пара при расчетных условиях без регулируемого отбора пара 10,4 кг/(кВт·ч), с регулируемым отбором — 14,1 кг/(кВт·ч). Основные технические характеристики электрических генераторов переменного тока, приводящиеся в работу паровыми турбинами, даны в табл. 1-4.

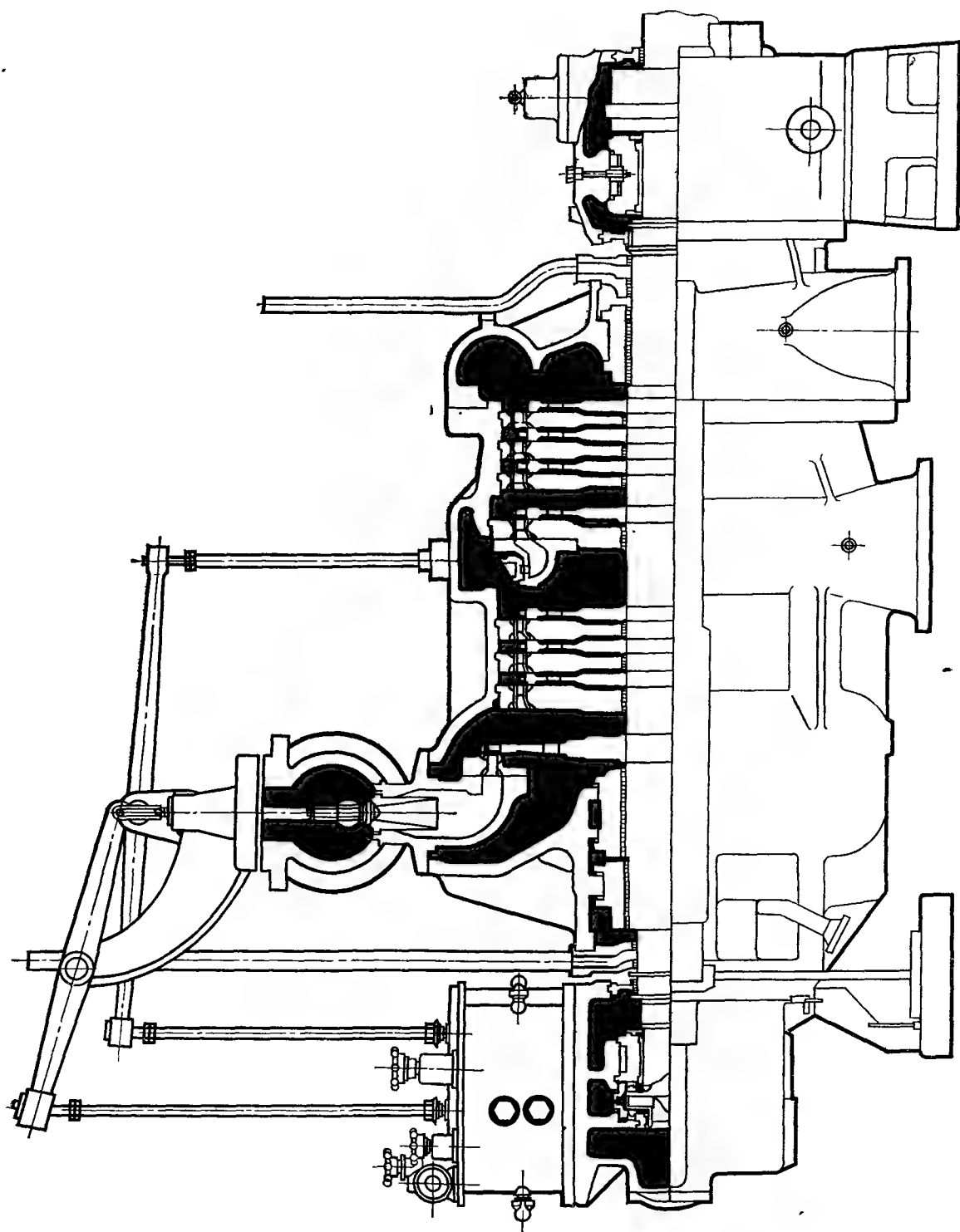


Рис. 1-69. Продольный разрез верхней половины турбины PR-6-35(15)5 КТЗ

**Основные характеристики электрических турбогенераторов
на 3000 об/мин выпускаемых заводами СССР**

Тип генератора	Номинальная мощность, кВ а	К.п.д. при номинальной мощности, %	Номинальное напряжение, В	Номинальный ток, А
T2-6-2	7500	96; 96,4	3150 6300	1375 668
T2-12-2	15000	97,2; 96,6	6300 10500	1375 825
TBC-30	37500	98,3	10500	2065
TB-60-2	75000	98,5	10500	4125
ТВФ-60-2	75000	98,5	10500	4125
ТВФ-60-2	75000	98,5	6300	6900
TB2-100-2	117500	98,78	13800	4925
ТВФ-100-2	117500	98,7	10500	6475
TB2-150-2	166500	98,9	18000	5350
TBB-150-2	176500	98,7	18000	5670
ТВФ-200-2	235000	98,8	11000	12350/2
TГВ-200	235000	98,87	15750	8630
TBB-200-2	235000	98,6	15750	8630
TBB-320-2	353000	98,7	20000	10200
TГВ-300	353000	98,79	20000	10200
TГВ-500	589000	98,75	—	—
TBB-800-2	889000	98,75	24000±5	21400

Глава 1-8.

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ ТУРБИН

§ 1-37. Общие сведения о конденсации пара в конденсаторах

Термический к.п.д. паротурбинной установки без отборов пара на подогрев питательной воды

$$\eta_t = (i_0 - i_{2t}) / (i_0 - i_k), \quad (1-201)$$

где i_0 — энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг; i_{2t} — энтальпия отработавшего пара, принимается по адиабате, кДж/кг; i_k — энтальпия конденсата, кДж/кг.

Из (1-201) следует, что чем меньше i_{2t} , тем выше к.п.д. (при уменьшении i_{2t} уменьшается и i_k , но значительно медленнее, чем i_{2t}). Поэтому работа турбины с глубоким вакуумом оказывается экономически более выгодной.

Для получения вакуума в выхлопном патрубке турбины применяются специальные теплообменники, называемые конденсаторами. В паротурбинных установках могут применяться следующие типы конденсаторов: поверхностные водяные и воздушные, а также смешивающие. В современных паротурбинных установках стационарного

типа применяются исключительно водяные конденсаторы поверхностного типа. Основным их преимуществом является сохранение конденсата для питания котлов.

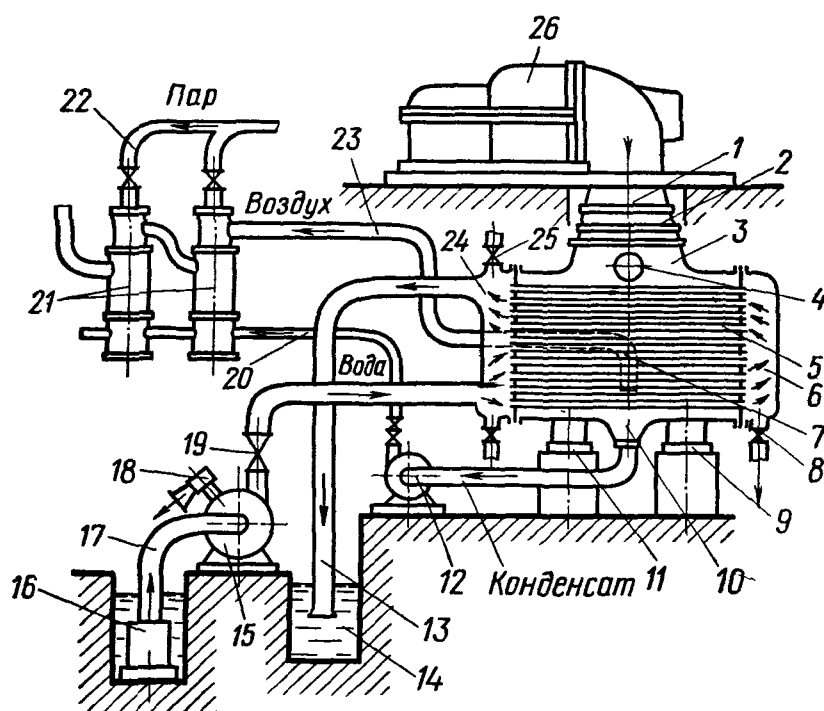


Рис. 1-70. Принципиальная схема поверхностной конденсационной установки:

1 — выхлопной патрубок турбины; 2 — волнистый компенсатор; 3 — приемный патрубок конденсатора для пара; 4 — труба для отвода пара к атмосферному клапану; 5 — конденсаторные трубки; 6 — водяная камера (задняя); 7 — труба для отсоса воздуха; 8 — спускные краны для воды; 9 и 11 — опоры; 10 — сборник конденсата; 12 — конденсатный насос; 13 — сливная труба (сифон) охлаждающей воды; 14 — отводящий канал; 15 — циркуляционный насос; 16 — подводящий канал охлаждающей воды; 17 — всасывающая труба циркуляционной воды; 18 — патрубок к вспомогательному пароструйному эжектору (для подсоса воды перед пуском насоса); 19 — задвижка на напорной линии циркуляционной воды; 20 — напорная линия конденсата; 21 — пароструйный двухступенчатый эжектор; 22 — подвод пара к эжектору; 23 — подвод отсасываемого воздуха (паровоздушной смеси) к эжектору; 24 — водяная камера (передняя); 25 — кран для выпуска воздуха из водяного пространства; 26 — турбина

Воздушные конденсаторы, хотя конденсат в них и сохраняется, более громоздки, так как имеют более низкие коэффициенты теплоотдачи от поверхности охлаждения к воздуху. Область применения этих конденсаторов очень ограничена. Они применяются на энергопоездах и в районах, где нет источников водоснабжения. Смешивающие конденсаторы из-за потери конденсата с охлаждающей водой в современных паротурбинных установках не применяются. Основным преимуществом этих конденсаторов является возможность получения более глубокого вакуума для заданной температуры охлаждающей воды. Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор; соприкасаясь с холодными стенками конденсаторных трубок, он конденсируется

(поверхностные водяные или воздушные конденсаторы) или соприкасается непосредственно с охлаждающей водой (смешивающие конденсаторы). Вакуум образуется за счет резкого уменьшения удельного объема пара, происходящего при его конденсации. Чем ниже температура холодного источника, тем более глубокое разрежение можно получить в конденсаторе.

Конденсатор поверхностного типа представляет собой сосуд обычно цилиндрической формы, внутри которого размещены конденсаторные трубки. Схема устройства водяного поверхностного конденсатора представлена на рис. 1-70. Отработавший пар из выхлопного патрубка 1 турбины 26 поступает в конденсатор через приемный патрубок 3. Пар, омывая внешние поверхности конденсаторных трубок 5, конденсируется и отдает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде, протекающей по трубкам. Конденсаторные трубки закрепляются в трубных досках, устанавливаемых в корпусе конденсатора. К трубным доскам примыкают водяные камеры 6 и 24 (соответственно задняя и передняя). Со стороны впуска и выпуска воды водяные камеры обычно разделяются перегородками. Таким образом, вода, поступившая в нижнюю камеру, проходит последовательно через нижний и верхний пучки конденсаторных трубок. Нагретая охлаждающая (циркуляционная) вода удаляется из конденсатора по сливной трубе 13. Конденсаторы, выполненные по этой схеме, называются двухходовыми. Конденсат отработавшего пара из конденсатора отводится конденсатным насосом 12 через патрубок 10, расположенный в нижней части конденсатора. Для поддержания в паровом пространстве конденсатора глубокого разрежения (вакуума) предусмотрен отсос воздуха через патрубки 7 и 23. Конденсатор, конденсатные и циркуляционные насосы, а также отсасывающее воздух устройство, вместе взятые, образуют конденсационную установку. Охлаждающая вода из подводящего канала 16 циркуляционным насосом 15 подается в конденсатор. Воздух (вернее, паровоздушная смесь) из конденсатора отсасывается двухступенчатым пароструйным эжектором 21.

В современных конденсационных установках большой мощности вместо пароструйных эжекторов применяются водоструйные воздухоотсасывающие устройства. Пароструйный эжектор имеет холодильники поверхностного типа, в которых основным конденсатом турбины (напорная линия 20) осуществляется конденсация рабочего пара эжекторов и пара, поступившего из конденсатора вместе с воздухом. Для срабатывания отработавшего пара турбины в атмосферу при аварийных случаях (остановка циркуляционных насосов и др.) предусматривается автоматически действующий атмосферный клапан, устанавливаемый на трубе 4 или непосредственно на корпусе конденсатора.

Конденсатор должен быть герметически плотным сосудом. Малейшие неплотности вакуумной системы конденсационной установки приводят к подсосу воздуха из окружающей атмосферы и вызывают ухудшение вакуума. Неплотности между паровым и водяным пространствами приводят к подсосу сырой (циркуляционной) воды в конденсатор, ухудшая качество конденсата. Для паротурбинных устано-

вок высокого давления и особенно для блоков котел — турбина, работающих на сверхкритических параметрах, подсос сырой воды совершенно недопустим.

§ 1-38. Элементы конструкций конденсаторов

Конденсаторы различаются по целому ряду конструктивных особенностей. По ходу циркуляционной воды бывают одно-, двух-, трех- и четырехходовые конденсаторы. В двухходовых конденсаторах поток циркуляционной воды изменяет направление на 180° в одной из водяных камер. В трех- и четырехходовых конденсаторах охлаждающая вода изменяет направление в обеих водяных камерах.

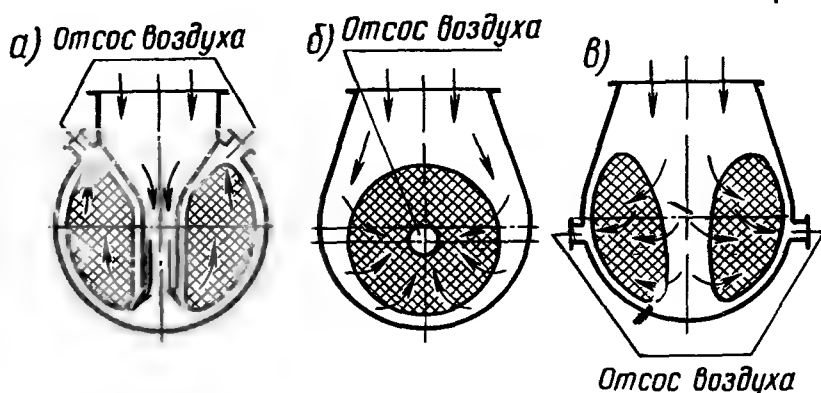


Рис. 1-71. Схема конденсаторов

По типу конденсаторы выполняются одинарными и сдвоенными. Сдвоенные конденсаторы кроме горизонтальных перегородок в водяных камерах имеют еще вертикальные, разделяющие поток охлаждающей воды на два самостоятельных параллельных потока. Основным преимуществом сдвоенных конденсаторов является возможность их чистки при работе турбины (мощность турбины при этом снижается менее чем на половину).

Конденсаторы различаются также по ходу пара и отсосу воздуха. На рис. 1-71 представлены принципиальные схемы некоторых конденсаторов. В конденсаторе с восходящим потоком пара (рис. 1-71, а) отработавший пар из турбины направляется в его нижнюю часть. Отсос воздуха (паровоздушной смеси) предусмотрен в верхней части конденсатора. В камере отсоса образуется более глубокое разрежение, что обуславливает движение пара снизу вверх и его конденсацию при соприкосновении с холодными конденсаторными трубками, через которые циркулирует охлаждающая вода.

Из конденсатора с центральным потоком пара (рис. 1-71, б) отсос паровоздушной смеси осуществляется через дырчатую трубу, установленную в центральной части по длине конденсатора. Отработавший пар из турбины поступает в центральную часть конденсатора и омывает левый и правый пучки охлаждающих трубок (рис. 1-71, в). Паровоздушная смесь отсасывается из боковых патрубков. Для любого

типа конденсатора движение парового потока происходит в направлении к отсосу паровоздушной смеси, т. е. в направлении углубления разрежения.

Разность $\Delta p_k = p_k - p_k''$ называют паровым сопротивлением конденсатора, где p_k — давление пара при входе в конденсатор, p_k'' — давление паровоздушной смеси в месте ее отсоса из конденсатора.

Трубные доски 1, в которых закрепляются конденсаторные трубки, устанавливаются между фланцами корпуса конденсатора 3 и водяной камеры неподвижно с обеих сторон (рис. 1-72, а). Для одной из трубных досок применяются также подвижные соединения (рис. 1-72, б). В последние годы для современных конструкций конденсаторов широко применяется приварка трубных досок к корпусу конденсатора.

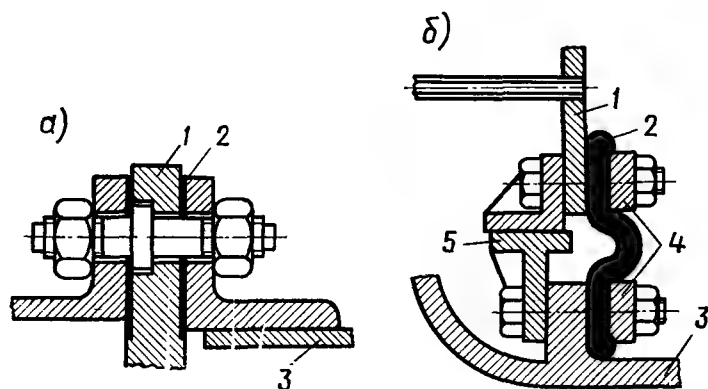


Рис. 1-72. Детали крепления трубных досок между корпусом и водяной камерой конденсатора:

а) неподвижное соединение; б) подвижное соединение; 1 — трубная доска; 2 — резиновая прокладка; 3 — корпус конденсатора; 4 — стальные прокладки; 5 — опорное направляющее кольцо

Трубные доски, отделяющие паровое пространство конденсатора от водяных камер охлаждающей воды, воспринимают большое усилие из-за разности между избыточным давлением в водяных камерах и глубоким разрежением в конденсаторе. В практике конденсаторостроения находят различные способы ужесточения трубных досок. Применяются анкерные распорные связи, расположенные в паровом пространстве конденсатора. Пример такого крепления показан на рис. 1-73. Распорные анкерные связи (рис. 1-73, а, б, соответственно сплошная и комбинированная) устанавливаются в трубных досках 2 и с каждой стороны закрепляются стяжными болтами 1 и гайками 3 с медными шайбами. При креплении этого типа (см. рис. 1-73, а) необходимый распор трубных досок создается подвертыванием внутренних гаек. Применяются также продольные распорные связи (см. рис. 1-73, б). Стяжной болт 1 проходит внутри распорных трубок 4, установленных между трубными досками 2 и промежуточными перегородками 6, и стягивается внешними гайками до упора. Распорные трубки 4 фиксируются относительно болта 1 центрирующими кольцами 5.

Применяются также стяжные болты, размещенные в водяных камерах (рис. 1-73, в). Стяжной болт 8 одним концом вставляется в трубную доску и для герметичности парового пространства конденсатора приваривается к ней. Установочная гайка 7 обеспечивает необходимую стяжку между трубной доской и крышкой водяной камеры 9.

Корпусы старых конденсаторов изготовлялись литыми из чугуна. Современные конденсаторы изготовляются сварными из листовой стали.

Способы крепления конденсаторных трубок в трубных досках.

В старых конденсаторах широко применялось крепление конденса-

торных трубок в трубных досках с одной стороны на развальцовке концов трубок, а с другой — на сальниках. При таком способе крепления трубок температурные расширения компенсируются за счет скольжения трубок в сальнике и дополнительно за счет прогиба. В случаях недостаточно качественной набивки и установки сальников с течением времени эксплуатации конденсатора плотность сальников нарушается, и в конденсат попадает сырая вода. За истекшие 20—25 лет в связи с применением пара высокого давления перешли на крепление конденсаторных трубок при помощи их развальцовки с двух сторон. Такой вид крепления трубок гораздо проще сальникового и, как показал опыт эксплуатации конденсаторов, обеспечивает бо-

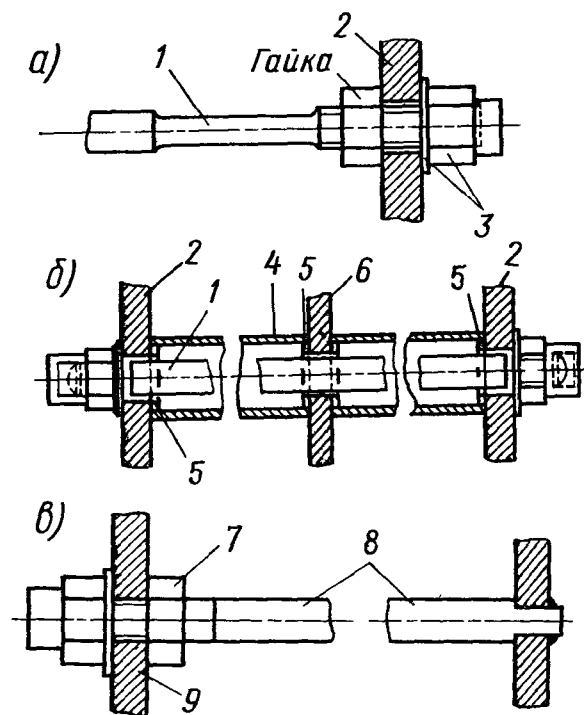


Рис. 1-73. Продольные распорные связи

лее высокую плотность. При развальцовке трубок с двух сторон их температурные расширения компенсируются прогибом и внутренними напряжениями. Конденсаторные трубки, развальцованные с двух сторон, могут обеспечить достаточное распорное усилие для восприятия давлений на трубные доски из-за разности давлений воды и пара.

Требования к водяной плотности конденсаторов в связи с дальнейшим повышением параметров свежего пара за прошедшие 15—17 лет сильно возросли. Например, для питания прямоточных котлов требования к качеству конденсата очень велики; присос сырой (циркуляционной) воды со средним солесодержанием в паровое пространство конденсатора не должен превышать 0,0005÷0,001%. Поэтому сейчас придается большое значение вопросам повышения водяной плотности конденсаторов. Циркуляционная вода в паровое пространство может попадать только через неплотности вальцовочных соединений.

Турбостроительные заводы стали уделять много внимания качеству вальцовочных соединений и контролю за вальцовкой трубок. Повышение плотности вальцовочных соединений можно достигнуть выполнением отверстий в трубных досках с кольцевыми или винтообразными канавками. При этом способе увеличивается трудоемкость изготовления трубных досок, что является недостатком.

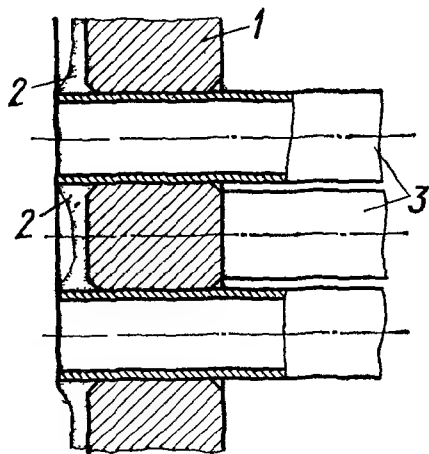


Рис. 1-74. Деталь уплотняющего покрытия трубной доски:

1 — трубная доска; 2 — уплотняющее покрытие; 3 — конденсаторные трубки

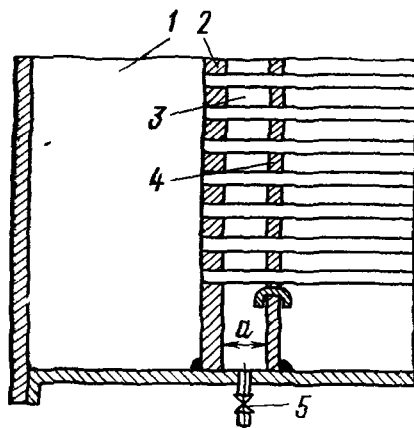


Рис. 1-75. Схема устройства соленого отсека в конденсаторе

Применение утолщенных трубных досок позволяет увеличить глубину вальцевания и уменьшить протечки сырой воды в конденсатор, но не всегда может полностью устранить ее подсос. Для полной герметичности соединений предложены различного типа специальные уплотняющие покрытия вальцовочных соединений со стороны водяных камер, обладающие свойствами хорошего схватывания с металлом (рис. 1-74): цинковое напыление, цинково-битумное и покрытия резинового состава. Наиболее пригодными, по данным исследований ВТИ, оказались цинково-битумные и чисто битумные покрытия. Цинково-битумное покрытие состоит из слоя цинка толщиной $1 \div 1,5$ мм. Для защиты металла от окисления предварительно наносится слой специальной краски и 2—3 слоя специальной мастики. Этот опыт покрытия применялся на ГРЭС, показал хорошие результаты и широко внедряется.

В паровом пространстве конденсатора рекомендуется устройство «соленых отсеков» с обеих сторон трубных досок (рис. 1-75). В трубной доске 2 завальцованы конденсаторные трубки. Между внешними поверхностями конденсаторных трубок и отверстиями в перегородке 4 предусмотрены зазоры $0,3 \div 0,5$ мм на диаметр. Циркуляционная вода из водяной камеры 1, проникающая через неплотности вальцевания, улавливается в пределах соленого отсека 3 шириной $a = 100 \div 150$ мм. Ее можно удалить через отвод 5 дренажным насосом с некоторым количеством конденсата. Для снижения эффективности кон-

денсации отработавшего пара в соленых отсеках воздух из них не отсасывается.

Применяются двойные трубные доски с каждой стороны конденсатора с расстоянием между внутренней и внешней стенками порядка 15 мм и вальцеванием в них конденсаторных трубок (рис. 1-76). Пространство между трубными досками заполняется конденсатом из напорного бачка, высота которого выбирается с таким расчетом, чтобы давление уплотняющего конденсата было выше давления циркуляционной воды в водяной камере конденсатора примерно на 1,5 м вод. ст. Такая конструкция гидравлического уплотнения конденсатора используется в сварных конденсаторах ХТГЗ.

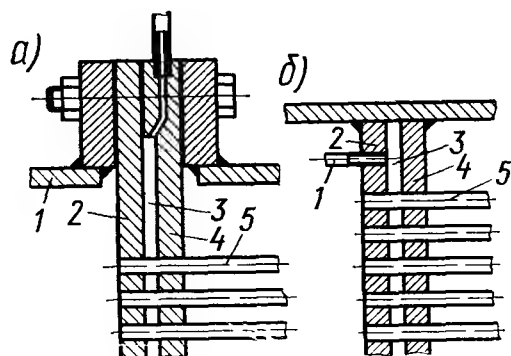


Рис. 1-76. Схема установки двойных трубных досок:

а) фланцевое соединение водяной камеры с корпусом конденсатора; б) цельносварная конструкция конденсатора; 1 — водяные камеры; 2 — наружные трубные доски; 3 — камеры гидравлического уплотнения; 4 — внутренние трубные доски, 5 — конденсаторные трубки (паровое пространство)

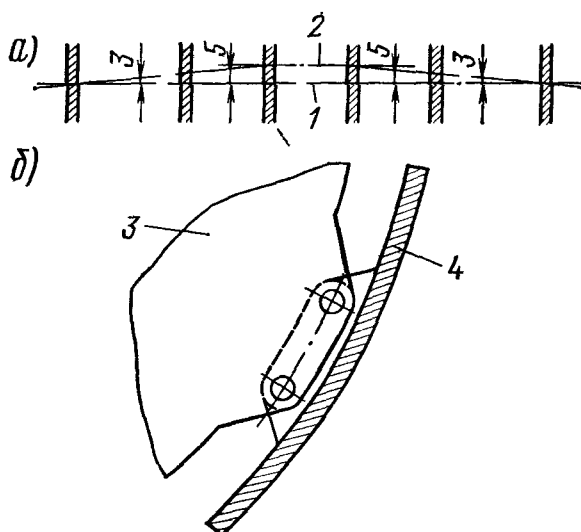


Рис. 1-77. Установка промежуточных трубных досок и их крепление к корпусу конденсатора

Применение двойных трубных досок связано с технологическими и эксплуатационными затруднениями. При сварке досок с корпусом конденсатора могут взаимно сместиться отверстия, что вызывает необходимость дополнительной их подгонки и может ухудшить качество вальцовочных соединений. Внутренние трубные доски недоступны для осмотра, в связи с чем трудно отыскать места течи при нарушении плотности вальцевания. Затрудняется также замена поврежденных трубок из-за пластических деформаций, образовавшихся в процессе их вальцевания.

В паротурбинных установках средней мощности ($N_s = 25 \div 50$ МВт) конденсаторы имеют большие размеры по диаметру и длине. Их размеры для турбинных установок большей мощности получают особен-

но громоздкими. Поэтому кроме закрепления концов конденсаторных трубок в основных трубных досках, разделяющих паровое пространство от охлаждающей воды, устанавливаются промежуточные трубные доски. Ими фиксируется положение конденсаторных трубок и повышается их надежность в работе.

На рис. 1-77, а показана схема установки промежуточных трубных досок и положение оси конденсаторной трубки 2 относительно оси конденсатора 1 (конденсаторные трубки с обеих концов развальцованы). Таким расположением конденсаторных трубок с прогибом вверх обеспечивается более жесткая их фиксация и устраняется повышенная вибрация.

Отверстия в промежуточных трубных досках выполняются на $0,3 \div 0,5$ мм больше наружного диаметра трубок и с обеих сторон раззенковываются, что облегчает их протаскивание при монтаже и ремонтах конденсатора.

Пример крепления промежуточных трубных досок в конденсаторах с фланцевым креплением основных трубных досок показан на рис. 1-77, б. В цельносварных конденсаторах промежуточные трубные доски 3 свариваются в корпус конденсатора 4 так же, как основные трубные доски. Основные и промежуточные трубные доски для конденсаторов, предназначенных для работы на пресной воде, изготавливаются из стали. Толщина основных трубных досок для конденсаторов турбинных установок средних параметров обычно составляет $20 \div 25$ мм. Для турбоустановок на высокие и сверхвысокие параметры применяются утолщенные трубные доски конденсаторов ($30 \div 35$ мм). Промежуточные трубные доски могут изготавливаться с меньшей толщиной ($15 \div 25$ мм). Конденсаторные трубки, предназначенные для работы конденсаторов на пресной воде, в отечественной практике турбостроения изготавливаются из латуни (сплав из 68 % меди и 32 % цинка), а для работы на морской воде — из медноникелевого сплава (70 % меди и 30 % никеля).

Опыт эксплуатации конденсаторов показал, что применение стальных конденсаторных трубок не оправдывает себя из-за интенсивной их коррозии. В последние годы в практике США стали делать конденсаторные трубки из аустенитных сталей.

§ 1-39. Соединение конденсатора с турбиной и установка его на фундаменте

Конденсаторы к выхлопному патрубку турбины присоединяются различными способами. При жестком соединении турбины с конденсатором последний устанавливается на специальные пружинные опоры. Элемент одной из таких опор, широко применяемых ЛМЗ, показан на рис. 1-78. В этом случае на пружины 4 передается только собственный вес конденсатора. Вес циркуляционной воды, заполняющей конденсатор, воспринимается выхлопным патрубком турбины. Это условие обеспечивается при монтаже турбины следующим образом. Конденсатор 1 без воды лапами 2 устанавливается на пружинные опоры и отжимными болтами 3 равномерным проворачиванием подво-

дится к выхлопному патрубку турбины. После этого проваривается стык конденсатора с выхлопным патрубком турбины, подводится установочная шайба 5 и ослабляется болтовое соединение.

В случаях жесткого соединения конденсатора с турбиной изменение температурного режима выхлопной части турбины и конденсатора компенсируется деформацией опорных пружин 4.

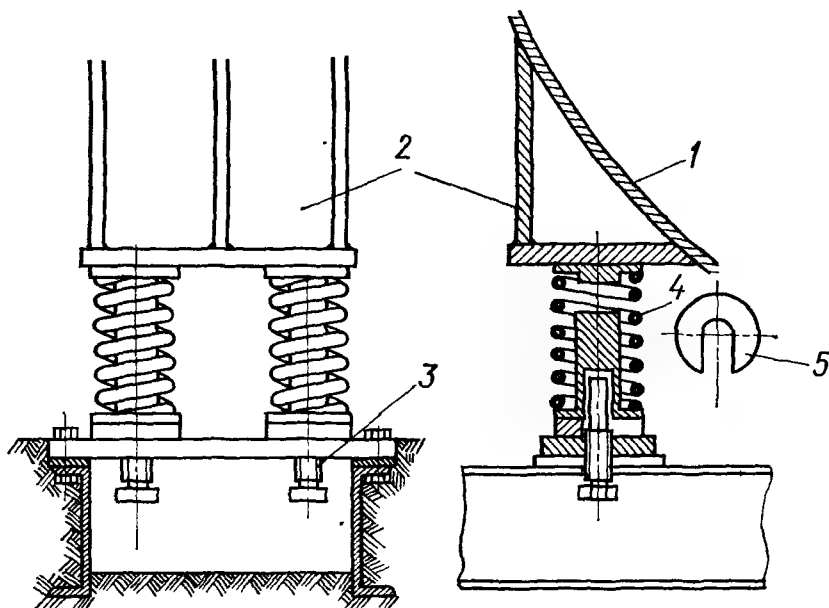


Рис. 1-78. Пружинная опора конденсатора ЛМЗ

Турбостроительные заводы, поставляя турбинное оборудование на электростанции, устанавливают предельно допустимую температуру для выхлопной части турбины обычно не выше 60°C . Она определяется максимально допустимым перемещением конденсатора вследствие температурных расширений за счет деформаций пружин на сжатие. При этом нагрузка на выхлопной патрубок турбины со стороны конденсатора не должна быть ниже определенного значения, установленного заводом, из расчета сохранения центровки турбины.

§ 1-40. Определение абсолютного давления в конденсаторе

Абсолютное давление отработавшего пара в конденсаторе

$$p_{2к} = B_0 - H_0, \quad (1-202)$$

где B_0 — приведенное к $t = 0^{\circ}\text{C}$ барометрическое давление, замеренное по ртутному барометру, мм рт. ст.; H_0 — приведенное к $t = 0^{\circ}\text{C}$ разрежение в конденсаторе H , замеренное по вакуумметру, мм рт. ст.

Приведение показаний барометра B или вакуумметра H к $t = 0^{\circ}\text{C}$ выполняется по уравнению

$$R_0 = R - (\alpha - \beta) Rt, \quad (1-203)$$

где $R_0 = B_0$ или H_0 ; $R = B$ или H ; α — коэффициент расширения ртути, равный 0,000182; β — коэффициент линейного расширения

шкалы барометра или вакуумметра, равный для латуни 0,000019 и для стали 0,000011; t — температура ртути и шкалы, принимаемая равной температуре воздуха в месте установки прибора, °С.

При определении истинного значения давления в конденсаторе к показаниям барометра и вакуумметра прибавляются поправки на капиллярность и на высоту установки вакуумметра. Величины поправок на капиллярность можно брать по табл. 1-5. Для ограничения поправок на капиллярность следует применять ртутные приборы с внутренним диаметром трубок не менее 8÷10 мм.

Если барометр и вакуумметр установлены на разных высотах, то показания барометра приводятся к уровню установки вакуумметра. Приведенное значение барометрического давления $B_0^{пр}$ с учетом поправки на высоту установки вакуумметра

$$\lg B_0 + (A_0 - A) / (18400 + 70t_{ср}^B), \tag{1-204}$$

где A_0 — уровень расположения барометра, м; A — уровень расположения вакуумметра, м; $t_{ср}^B$ — средняя температура воздушного столба между уровнями A_0 и A .

Таблица 1-5

Поправка на капиллярность к показаниям ртутных приборов

Внутренний диаметр трубки, мм	Поправка, мм рт. ст., при высоте мениска, мм					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
6	0,24	0,48	0,70	0,90	1,07	1,21
7	0,17	0,34	0,49	0,64	0,76	0,87
8	0,12	0,24	0,35	0,46	0,56	0,64
9	0,09	0,18	0,26	0,34	0,41	0,47
10	0,07	0,13	0,19	0,25	0,30	0,35
11	0,05	0,10	0,14	0,19	0,23	0,27
12	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,20
13	0,03	0,06	0,09	0,11	0,14	0,16
14	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12

Абсолютное давление в конденсаторе, бар,

$$p_{2к} = (B_0 - H_0) / 750,06 = (1 - v / 100) (B_0 / 750,06), \tag{1-205}$$

где $v = (H_0/B_0)100\%$ — вакуум в конденсаторе.

§ 1-41. Конструкции конденсаторов поверхностного типа

Современный конденсатор турбины большой мощности должен удовлетворять трем основным требованиям: обладать высоким коэффициентом теплопередачи, малым паровым сопротивлением и не иметь переохлаждения конденсата, т. е. сохранять температуру конденсата близкой температуре насыщения отработавшего пара. Выполнение

этих требований зависит в основном от расположения конденсаторных трубок, герметичности вакуумной системы и сохранения поверхности охлаждения в чистом виде в условиях эксплуатации конденсатора.

Для устранения переохлаждения конденсата предусматриваются периферийные или центральные проходы для пара к нижней части конденсатора, т. е. к конденсаторосборнику. Стекающий с конденсаторных трубок переохлажденный конденсат проходит через паровое пространство и подогревается до температуры, близкой температуре насыщения отработавшего пара. Для этой цели организуется упорядоченный сток конденсата установкой перегородок, не препятствующих потоку паровоздушной смеси.

Эффективность работы конденсатора и небольшое паровое сопротивление обеспечиваются правильной компоновкой трубного пучка конденсатора. Периферийная зона трубного пучка, являющаяся интенсивной зоной конденсации пара, имеет обычно разреженную разбивку трубок и углубленные проходы для доступа пара к последующим рядам конденсаторных трубок. Путь движения паровоздушной смеси к месту ее отсоса по возможности должен быть коротким и прямым. Для обеспечения эффективной работы отсасывающих устройств в конденсаторе выделяется специальный трубный пучок, называемый воздухоохладителем, для конденсации пара, содержащегося в паровоздушной смеси. Этот пучок должен располагаться в более холодной части конденсатора. Однако его нельзя располагать вблизи конденсаторосборника во избежание переохлаждения конденсата. Охлаждающие трубки в конденсаторах располагаются отдельными группами — пучками. В пределах пучка трубки закрепляются по определенному способу. В разных пучках одного конденсатора могут применяться различные способы расположения трубок.

Типичные способы расположения трубок рассмотрим на отдельных примерах. Широко используется ромбический способ разбивки трубок (его называют разбивкой по треугольнику). ЛМЗ в старых конструкциях конденсаторов применял коридорную разбивку трубок в верхних пучках конденсатора, что позволяло уменьшить потери давления при увеличенном шаге между трубками. Коридорная разбивка трубок может быть с наклонной сеткой осей. Часто применяется также и радиальная, или лучевая, разбивка трубок. При этом способе трубки располагаются на пересечении концентрических осей по окружности с радиальными. Такой способ разбивки применяется для периферийных рядов со стороны входа пара. Он благоприятен для доступа пара к последующим рядам трубок при относительно малых потерях давления. При любом способе расположения трубок в современных конденсаторах предусматриваются глубокие проходы между отдельными пучками трубок для пара, что способствует уменьшению парового сопротивления.

Конструкции конденсаторов рассмотрим на отдельных примерах. На рис. 1-79 показана конструкция нового конденсатора типа 50-КЦС-5 для турбины ЛМЗ типа К-50-90 (ВК-50-3). Конденсатор двухходового типа с поверхностью охлаждения $F_k = 3000 \text{ м}^2$ и расходом охлаждающей воды $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Гидравлическое сопротивление

конденсатора при указанном расходе охлаждающей воды составляет 3,60 м вод. ст. Число охлаждающих трубок равняется 5800 шт. при их длине 6650 мм и диаметре 25/23 мм. Давление воды в водяном пространстве 15,7 Н/см² (1,6 кг/см²). Удельная паровая нагрузка конденсатора при номинальном расходе пара составляет 31 кг/(м²·ч). Пучок конденсаторных трубок имеет глубокие проходы для пара, образуя ленточную компоновку трубных пучков, которая считается наиболее эффективной. По длине конденсатора предусмотрен проход для отработавшего пара к нижней части, что способствует устранению переохлаждения конденсата. В конденсаторе осуществляется боковой отсос паровоздушной смеси, и перед отсосом установлены пучки трубок для охлаждения воздуха.

На рис. 1-80 показан конденсатор типа К2-3000-2 для теплофикационной турбины Т-50-130 (ВТ-50-1) ТМЗ. Конденсатор двухпоточного типа с двумя ходами воды и боковым отсосом паровоздушной смеси. Поверхность охлаждения конденсатора 3000 м² разделена на две части: $F'_k = 2545$ м² предназначена для конденсации отработавшего пара охлаждающей водой, а $F''_k = 445$ м² выделена для подогрева сетевой воды (используется в качестве

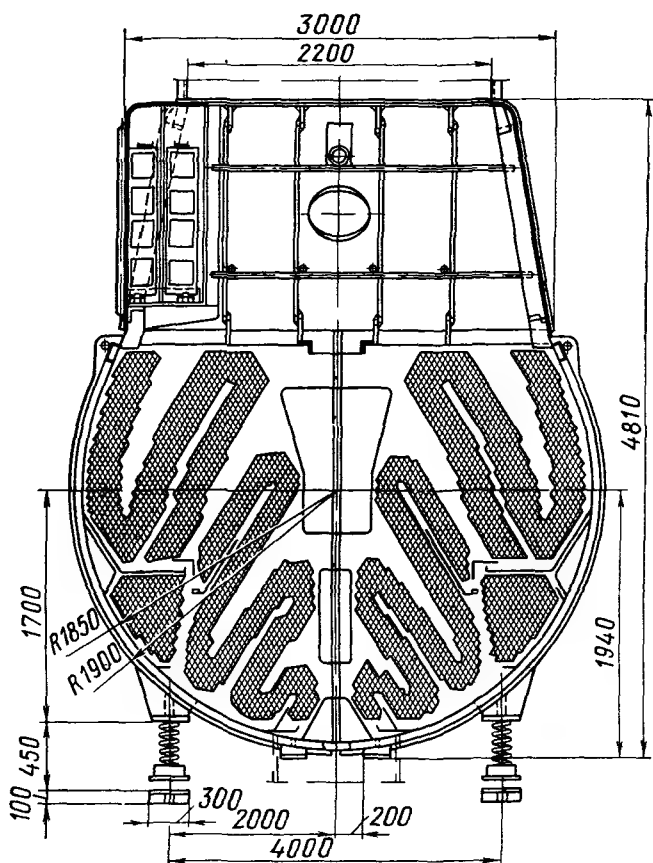


Рис. 1-79. Конденсатор типа 50-КЦС-5 турбины ЛМЗ К-50-90

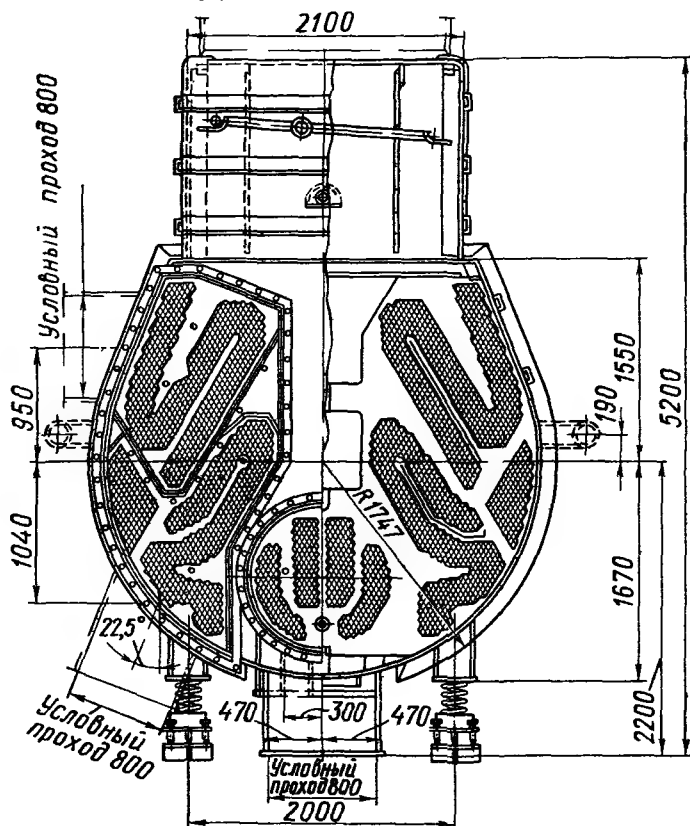


Рис. 1-80. Конденсатор типа К2-3000-2 турбины ТМЗ типа Т-50-130

бойлера). Активная длина трубок 7500 мм; диаметр 24/22 мм. Расход охлаждающей воды 7000 м³/ч.

Для ТЭЦ с закрытой схемой теплоснабжения возможны следующие варианты работы этого конденсатора: при большом расходе пара в конденсатор основная и выделенная поверхности охлаждаются циркуляционной водой; при малом расходе пара в конденсатор основная поверхность конденсатора отключается, а в выделенную поверхность подается обратная сетевая вода.

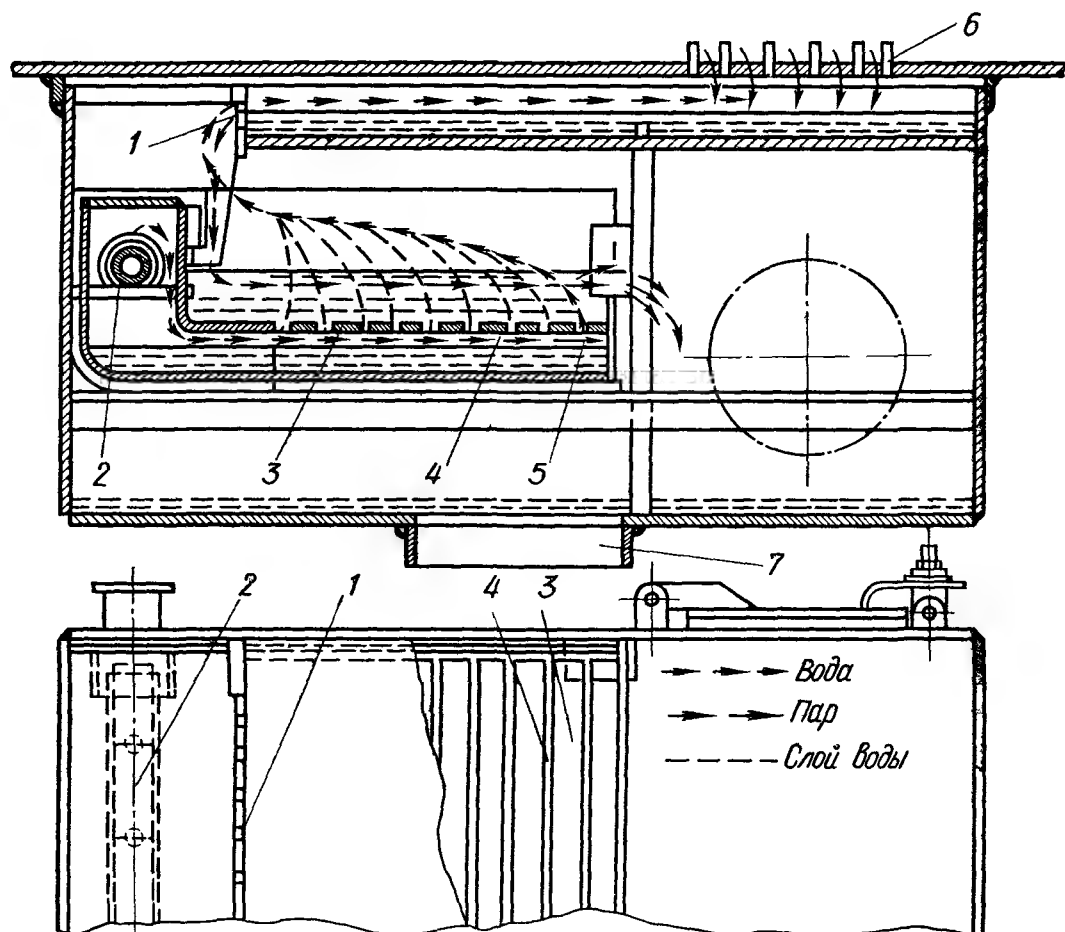


Рис. 1-81. Деаэрационный бак в конденсаторе турбины К-300-240 ЛМЗ

Для ТЭЦ с открытой схемой теплоснабжения возможны такие варианты работы конденсатора: при большом расходе пара в конденсатор работает вся поверхность конденсатора: основная — на циркуляционной воде, а выделенная — на циркуляционной или на добавочной водопроводной воде; при малом расходе пара в конденсатор основная поверхность отключена, а выделенная работает на водопроводной воде.

Турбостроительные заводы ЛМЗ и ХТГЗ в конденсаторах современных турбин, работающих в блоке с котлами, предусматривают специальные деаэрационные устройства. Удаление кислорода и углекислоты из конденсата в пределах конденсатора способствует более глубокой деаэрации питательной воды в деаэраторе повышенного дав-

ления. Двухступенчатое удаление агрессивных газов из питательной воды предварительно в конденсаторе и окончательно в деаэраторе устраняет коррозию в пароводяном тракте турбинной установки и повышает надежность его работы. На рис. 1-81 показан чертеж деаэрационного бака, установленного в конденсатосборнике конденсатора турбины К-300-240 ЛМЗ. В этом деаэрационном баке термическая деаэрация конденсата осуществляется посредством барботажа. В конденсатосборнике установлен специальный перфорированный дырчатый лист 3. Конденсат из конденсатора через подвод 6 стекает на перфорированный лист, как это показано на чертеже. В конце листа по течению конденсата установлена перегородка 5 для создания необходимого подпора и поддержания постоянной толщины слоя конденсата. Через трубу 2 в конденсатор под перфорированный дырчатый лист подводится пар с давлением несколько выше, чем давление в конденсаторе. За счет этой разницы давлений пар через отверстия 4 поступает к слою конденсата и барботируется через него в виде пузырей и струй. Часть пара конденсируется, а оставшаяся часть пара, обогащенная газами, поступает в конденсатор через слой конденсата, стекающего с верхнего распределительного водослива 1. Конденсат, стекающий с верхнего водослива, дополнительно подогревается за счет тепла пара, поступающего в конденсатор из деаэрационного бака. Через отвод 7 происходит слив конденсата из деаэрационного бака.

Специальные экспериментальные исследования, проведенные на моделях, позволили уменьшить содержание воздуха в конденсате, что повышает эксплуатационную надежность работы турбоустановок.

В работе конденсатора возможны аварийные случаи. Например, при аварийном отключении электродвигателей циркуляционных насосов прекращаются подача воды в конденсатор и конденсация отработавшего пара. В таком случае мгновенно повышается давление отработавшего пара в выхлопной части турбины. Отсутствие предохранительных устройств (ваккум-реле и др.) привело бы к резкому повышению давления за турбиной (в пределе — до давления свежего пара) и разрушению конденсатора и турбины. Чтобы предотвратить возможность такой аварии, на присоединяемой к конденсатору атмосферной трубе устанавливают автоматически действующее предохранительное устройство, обычно клапан. В случаях повышения давления за турбиной несколько выше атмосферного, что допустимо по условиям прочности конденсатора и части низкого давления турбины, предохранительный клапан автоматически срабатывает и перепускает отработавший пар в атмосферу.

Турбостроительными заводами применяются различные конструкции предохранительных устройств.

На рис. 1-82 показана конструкция автоматического клапана — диафрагмы ЛМЗ, применяемая на новых конденсаторах. Этот клапан установлен в коробе 5 перед атмосферной трубой, которая приварена к верхней части корпуса цельносварного конденсатора. Выходная кромка тарелки 4 закрыта кольцевой паранитовой прокладкой 9 толщиной 0,5 мм. Эта прокладка с помощью шпилек 10 и 7 и прижимных колец 11 и 6 прижимается к клапану 4 и его седлу 8. Для обеспечения

герметичности этого соединения тарелка клапана должна заливаться водой (конденсатом). Для этой цели в коробе 5, в котором установлен клапан, предусмотрены трубопроводы заливки и дренажа конденсата (прокладка — кольцо 12, серьги 2 и вал 1). При повышении давления в конденсаторе сверх атмосферного разрывается прокладка 9 и тарелка клапана 4 избыточным давлением откидывается в сторону, сообщая конденсатор с атмосферной трубой 3. На период гидравлического испытания конденсатора после его монтажа вместо паранитовой прокладки закладывается специальное стальное кольцо.

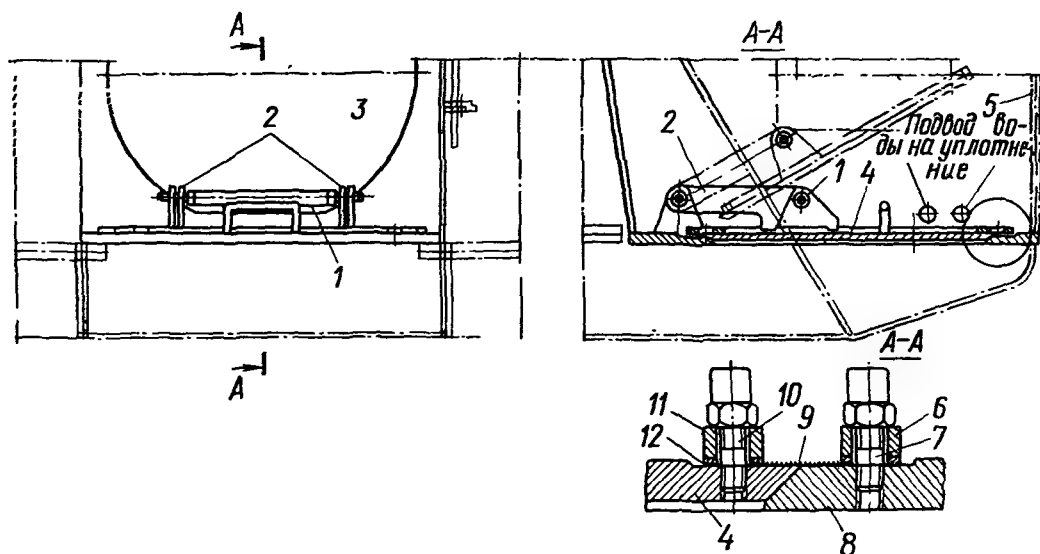


Рис. 1-82. Автоматический атмосферный клапан — диафрагма на конденсаторах ЛМЗ

§ 1-42. Тепловой расчет конденсатора

Уравнение теплового баланса конденсатора (без учета потерь тепла в окружающую среду)

$$D_k(i_2 - i_k) = W_k c_v \Delta t, \quad (1-206)$$

где D_k — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/с, или т/ч; i_2 — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг; i_k — энтальпия конденсата, отводимого из конденсатора, кДж/кг; W_k — расход охлаждающей воды через конденсатор, кг/с или т/ч; c_v — удельная теплоемкость циркуляционной воды, кДж/(кг·град); Δt — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С (подсчитывается по уравнению $\Delta t = (t_2^B - t_1^B)$; t_1^B , t_2^B — температуры охлаждающей воды при входе и выходе из конденсатора, °С.

Уравнение (1-206) показывает, какое количество тепла при конденсации пара передается охлаждающей воде W_k , нагревая ее от t_1^B до t_2^B . Это уравнение позволяет определить расход охлаждающей воды через конденсатор, для чего значения D_k и i_2 принимаются по данным теплового расчета турбины. Величина i_k (кДж/кг) принимается соответ-

ственно для регенеративных и нерегенеративных конденсаторов:

$$i_k = i_k'' - (2 \div 4); \quad i_k = i_k'' - (10 \div 20),$$

где i_k'' — энтальпия конденсата, соответствующая давлению и температуре насыщения отработавшего пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг.

Значение c_v можно принимать равным 4,19 кДж/кг·°С.

В соответствии с источником водоснабжения электростанции и конструкцией конденсатора значения нагрева воды Δt принимаются для одноходовых конденсаторов — неограниченные источники водоснабжения — $\Delta t = (4 \div 6)^\circ \text{C}$; для двухходовых конденсаторов — умеренные источники водоснабжения — $\Delta t = (7 \div 9)^\circ \text{C}$; для трех- и четырехходовых конденсаторов — ограниченные источники водоснабжения — $\Delta t = (10 \div 12)^\circ \text{C}$.

Расчетные значения температуры охлаждающей воды при входе в конденсатор t_1^B выбираются согласно ГОСТ 3618—58 в зависимости от географического местонахождения водного источника и системы водоснабжения.

Из (1-206) находим расход охлаждающей воды:

$$W_k = D_k (i_2 - i_k) / (c_v \Delta t). \quad (1-207)$$

Отношение W_k и D_k называют кратностью охлаждения:

$$m = W_k / D_k.$$

Значение m зависит от числа ходов конденсатора и нагрева воды Δt , обычно составляет для конденсаторов:

одноходовых $m = 80 \div 120$; двухходовых $m = 60 \div 70$; трех- и четырехходовых $m = 40 \div 50$.

Расчетное абсолютное давление отработавшего пара в конденсаторе зависит от расчетной температуры охлаждающей воды t_1^B и кратности m охлаждения.

Значение p_{2k} турбостроительные заводы обычно принимают в зависимости от расчетной температуры воды t_1 (табл. 1-6).

Таблица 1-6

Зависимость p_{2k} от температуры воды

$t_{1\text{рас}}^B, ^\circ \text{C}$	$p_{2k}, \text{ бар [кгс/см}^2 \text{ (абс)]}$
10	0,0294 ÷ 0,0343 (0,030 ÷ 0,035)
15	0,0392 ÷ 0,0490 (0,040 ÷ 0,050)
20	0,0590 ÷ 0,0685 (0,060 ÷ 0,070)

Уравнение теплообмена в конденсаторе между паром и охлаждающей водой через поверхность охлаждения и ее толщину

$$D_k (i_2 - i_k) = k F_k c_v \Delta t_{\text{ср}}, \quad (1-208)$$

где k — коэффициент теплопередачи от пара к воде, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$; F_k — поверхность охлаждения конденсатора с паровой стороны, м^2 ; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя логарифмическая разность температур пара и воды.

При расчете конденсатора значение $\Delta t_{\text{ср}}$ подсчитывается по уравнению

$$\Delta t_{\text{ср}} = (t_2^B - t_1^B) / \ln \frac{t_{\text{п}} - t_1^B}{t_{\text{п}} - t_2^B} = \Delta t \left| \ln \frac{\Delta t + \delta t}{\delta t} \right|, \quad (1-209)$$

где $t_{\text{п}}$ — температура пара, поступающего в конденсатор; можно принимать по i — s -диаграмме на линии насыщения ($x = 1$) для давления в конденсаторе $p_{2\text{к}}$ или по таблицам насыщенного водяного пара, К ; $\delta t = t_{\text{п}} - t_2^B$ — температурный напор в конденсаторе, К .

Поверхность охлаждения конденсатора, м^2 , находим из (1-208):

$$F_k = D_k (i_2 - i_k) / (k c_v t_{\text{ср}}). \quad (1-210)$$

Коэффициент теплопередачи k зависит от многих факторов, основными из которых являются: скорость движения воды в трубках, средняя температура охлаждающей воды, диаметр трубок, паровая нагрузка конденсатора, число ходов конденсатора, состояние плотности вакуумной системы, состояние охлаждающей поверхности как со стороны пара, так и со стороны воды, и др. Его значения зависят от компоновки пучка трубок и изменяются по ходу пара от первых рядов трубок к последующим, т. е. для пучков трубок в различных местах конденсатора значения k будут различными.

Отношение $d_k = D_k / F_k$ называют паровой нагрузкой конденсатора.

Паровая нагрузка конденсатора при расчетном номинальном расходе пара $D_k^{\text{ном}}$ обычно принимается $d_k^{\text{ном}} = (40 \div 45) \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Во Всесоюзном научно-исследовательском институте им. Ф. Э. Дзержинского (ВТИ) проведены большие экспериментальные исследования работы конденсационных устройств. В результате этих исследований профессор Л. Д. Берман применительно к современным конструкциям конденсаторов составил формулу и рекомендует ее для определения коэффициента теплопередачи:

$$k = 14600a \left(\frac{1,1W_{\text{в}}}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{a}}{1000} (35 - t_1^B)^2 \right] \Phi_d \Phi_z, \quad (1-210')$$

где $x = 0,12 a (1 + 0,15 t_1^B)$; a — коэффициент, учитывающий состояние поверхности охлаждения конденсатора (коэффициент чистоты конденсатора); $w_{\text{в}}$ — скорость охлаждающей воды в трубках, $\text{м}/\text{с}$; d_1 — внутренний диаметр трубки, мм ; t_1^B — температура воды, $^{\circ}\text{С}$; Φ_d — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора; Φ_z — коэффициент, учитывающий число ходов воды в конденсаторе.

Формула (1-210') пригодна для конденсаторов с хорошей плотностью вакуумной системы, с латунными трубками для $t_1^B \leq 35^{\circ}\text{С}$ и $w_{\text{в}} = (0,9 \div 3,0) \text{ м}/\text{с}$. Для проточного водоснабжения и чистой воды

принимается $a = 0,80 \div 0,85$; для обратного водоснабжения и достаточной продувки системы или химической обработки воды $a = 0,75 \div 0,80$; для грязной воды при возможном образовании минеральных или органических отложений $a = 0,65 \div 0,75$.

Для вновь проектируемых конденсаторов и паровых нагрузок, изменяющихся в пределах от $(0,9 \div 0,012 t_1^B) d_K^{ном}$ до $d_K^{ном}$, всегда коэффициент $\Phi_d = 1$; для паровых нагрузок меньше $(0,9 \div 0,012 t_1^B) d_K^{ном}$ величина $\Phi_d = \delta$ (2— δ).

В приведенных соотношениях $\delta = d_K / [(0,9 - 0,012 t_1^B) d_K^{ном}]$.

Основные размеры конденсатора. Активная длина трубок конденсатора, равная расстоянию между трубными досками, определяется по уравнению

$$L = F_K / (\pi d_2 n_z z), \tag{1-211}$$

где n_z — число трубок в одном ходе конденсатора; z — число ходов конденсатора (в каждом ходе n_z одинаково).

Наибольшее применение находят трубки с диаметрами $d_2/d_1 = 24/22$ и $25/23$ мм; реже применяются трубки с $d_2/d_1 = 19/17$ мм. Для современных крупных конденсаторов применяются трубки диаметром 30/28 мм, что уменьшает длину конденсатора.

Число охлаждающих трубок в конденсаторе

$$n_z = 4W_K / (\pi d_1^2 w_B), \tag{1-212}$$

где W_K — расход охлаждающей воды через конденсатор, м³/с; d_1 — внутренний диаметр охлаждающей трубки, м; $w_B = 1,5 - 2,5$ м/с — скорость охлаждающей воды в трубках.

Общее число охлаждающих трубок

$$n_0 = n_z z. \tag{1-213}$$

Диаметр трубной доски или эквивалентный диаметр (если доска не круглая)

$$D_{тр} = 1,05t \sqrt{n_0/\eta_{тр}}, \tag{1-214}$$

где t — шаг между охлаждающими трубками, мм; $\eta_{тр}$ — коэффициент заполнения трубной доски (табл. 1-7).

Шаг между трубками при креплении трубок вальцовкой $t = 1,3d_2$; при сальниковом креплении трубок диаметром 19/17 мм $t = 28,5 \div 35$ мм и для трубок диаметром 24/22 мм и 25/23 мм $t = 31 \div 37$ мм.

Таблица 1-7

Коэффициент заполнения трубной доски

Тип конденсатора	Число ходов		
	2	3	4
С отдельным потоком воды	0,65 ÷ 0,72	0,63 ÷ 0,70	0,60 ÷ 0,68
С нераздельным потоком воды	0,70 ÷ 0,80	0,68 ÷ 0,75	0,56 ÷ 0,72

§ 1-43. Паровое и гидравлическое сопротивления конденсатора

Паровое сопротивление. Паровым сопротивлением называется падение давления на пути от входа паровоздушной смеси в конденсатор до места ее отсоса эжектором. Оно зависит от многих факторов: паровой нагрузки конденсатора d_k ; конструкции трубного пучка конденсатора и способа разбивки трубок в нем; скорости паровоздушной смеси в межтрубном пространстве; гидродинамики потока и т. д. В конденсаторах различных конструкций паровое сопротивление изменяется в больших пределах. В конденсаторах нерегенеративного типа с большим коэффициентом заполнения трубной доски $\eta_{тр}$ (плотное расположение трубок) паровое сопротивление достигает 6÷8 мм рт. ст. и более высоких значений, например в турбинных установках с бесподвальным и полуподвальным расположением конденсаторов паровое сопротивление достигает 15 мм рт. ст. (200 Н/м²). В современных конденсаторах регенеративного типа турбин большой мощности паровое сопротивление должно составлять не более 2÷3 мм рт. ст.

Величину парового сопротивления (мм рт. ст.) современного регенеративного конденсатора рекомендуется определить по приближенной, экспериментально проверенной формуле ВТИ:

$$\Delta p_k = c \left(\frac{D_k \sqrt{v_n}}{L d_2 \sqrt{n_0}} \right), \quad (1-215)$$

где c — коэффициент, зависящий от конструкции трубного пучка; D_k — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/ч; v_n — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в конденсаторе, м³/кг.

Коэффициент c принимается по оценке в пределах $1,2 \cdot 10^{-4} \div 1,8 \cdot 10^{-4}$ (меньшее значение принимается для хорошо развитого входного сечения трубного пучка и небольшого числа рядов трубок по ходу пара).

Давление отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси, бар,

$$p'_{2к} = p_{2к} - \Delta p_k / 750,06. \quad (1-216)$$

Аналитически паровое сопротивление конденсатора вычислить не представляется возможным из-за сложных зависимостей потока паровоздушной смеси в межтрубном пространстве его пучка. Его можно определить лишь приближенно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах.

Гидравлическое сопротивление. Гидравлическое сопротивление конденсатора (потери напора воды в конденсаторе) — это падение давления охлаждающей воды на пути движения ее от места поступления в конденсатор до слива в отводящий трубопровод.

Гидравлическое сопротивление конденсатора определяется по известному из гидравлики уравнению

$$H_k = z(h_1 + h_2) + h_3, \quad (1-217)$$

где h_1 — сопротивление потоку охлаждающей воды в конденсаторных трубках, м вод. ст.; h_2 — сопротивления, возникающие при входе охлаждающей воды в трубки и выходе из них, м вод. ст.; h_3 — сопротивление течению охлаждающей воды в водяных камерах конденсатора, включая потери при входе и выходе из этих камер, м вод. ст.; z — число ходов воды в конденсаторе.

Сопротивление h_1

$$h_1 = \lambda_{\text{тр}} (L/d_1) \omega_v^2 / 2, \quad (1-218)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — безразмерный коэффициент трения, зависит от шероховатости трубок и характера движения в них.

Значение $\lambda_{\text{тр}}$ принимается по графику рис. 1-83.

Сопротивление h_2

$$h_2 = 0,102 \zeta_1 \omega_v^2 / 2, \quad (1-219)$$

где ζ_1 — коэффициент, учитывающий способ закрепления охлаждающих трубок в трубной доске, принимается: $\zeta_1 = 1,0$ при развальцовке трубок с обеих сторон; $\zeta_1 = 1,5$ при сальниковом креплении трубок с обеих сторон; $\zeta_1 = 1,25$ при смешанном креплении (с одной стороны вальцовка, с другой — сальник).

Сопротивление

$$h_3 = 0,102 \omega_{\text{в.п}}^2 / 2, \quad (1-220)$$

где $\omega_{\text{в.п}}$ — скорость воды во входном и выходном патрубках (обычно они равны).

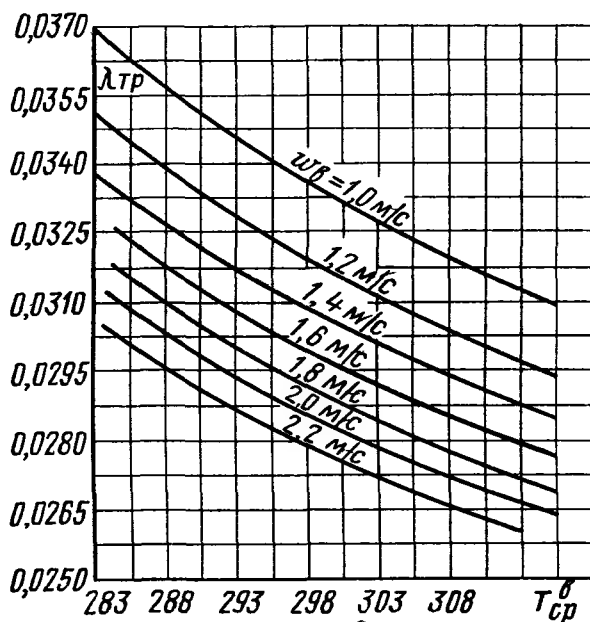


Рис. 1-83. Зависимость коэффициента внутреннего трения $\lambda_{\text{тр}}$ от средней температуры воды $T_{\text{ср}}$ и ее скорости $\omega_{\text{в}}$

§ 1-44. Воздухоотсасывающие устройства

Для создания и поддержания разрежения в конденсаторе необходимо отсасывать поступающий в него воздух.

Воздух попадает в конденсатор вместе с паром из котла и за счет присоса через неплотности фланцевых стыков, вентилях, краников и т. д., находящихся под вакуумом.

Количество воздуха в питательной воде невелико, особенно в установках высокого давления. Неплотность вакуумной системы оценить не представляется возможным. Поэтому определить теоретически количество воздуха, подлежащего отсасыванию из конденсатора, также невозможно. Его можно определить только экспериментально.

Л. Д. Берман на основании экспериментальных данных рекомендует следующую приближенную формулу для определения количества удаляемого из конденсатора воздуха:

$$G_v \leq \alpha (D_k / 100 + 1), \quad (1-221)$$

где D_k — расход пара в конденсатор при номинальной нагрузке, кг/ч; α — коэффициент, зависящий от плотности вакуумной системы конденсатора; численное значение его принимается равным 1,0; 2,0 или 3,5 соответственно для отличной, хорошей или посредственной воздушной плотности.

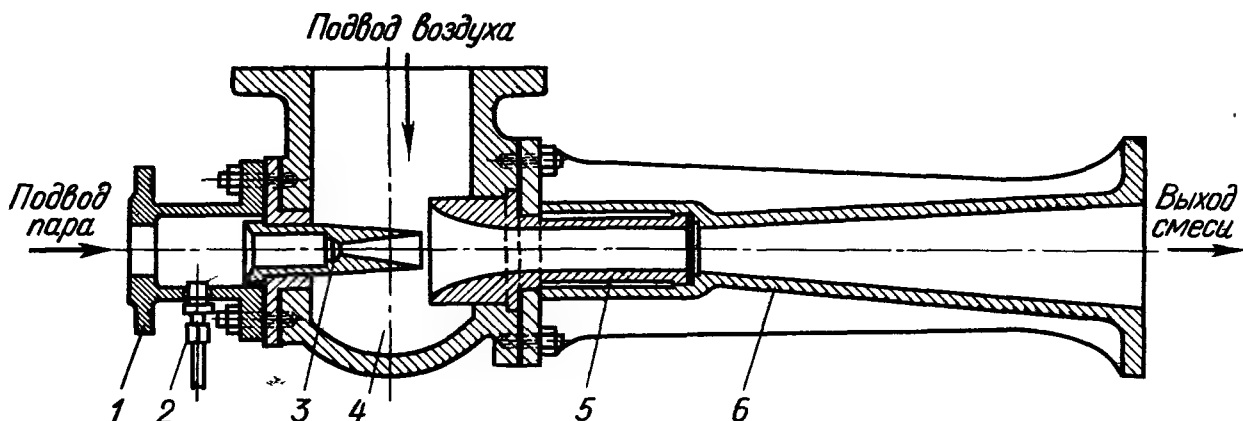


Рис. 1-84. Пусковой эжектор ЛМЗ

В паротурбинных установках применяются следующие воздухоотсасывающие устройства: а) пароструйные воздушные эжекторы; б) водоструйные воздушные эжекторы; в) центробежные воздушные насосы.

Пароструйные эжекторы в паротурбинных установках наиболее распространены. Теория и практика показывают, что одноступенчатым пароструйным эжектором нельзя создать глубокого разрежения. В связи с этим в паротурбинных установках применяются двух- и трехступенчатые пароструйные эжекторы, которые обеспечивают устойчивую и надежную работу турбины при глубоких вакуумах. Одноступенчатые пароструйные эжекторы используются как пусковые, создающие неглубокий вакуум, но достаточный для пуска турбины в работу.

На рис. 1-84 показана конструкция пускового эжектора ЛМЗ, выполненного без холодильника. Из паровой коробки 1 к соплу 3 подводится рабочий пар под давлением обычно 8÷12 бар и из него со скоростью выше критической поступает в камеру насадки 4. Паровая струя, обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь в суживающуюся насадку диффузора 5. В диффузоре 6 кинетическая энергия паровоздушной смеси преобразуется в энергию давления и отводится в атмосферную трубу (2 — трубка к манометру).

В двух- и трехступенчатых эжекторах предусмотрены специальные холодильники, в которых пар паровоздушной смеси эжекторов конденсируется и сохраняется для питания котлов.

Схема двухступенчатого эжектора с холодильниками представлена на рис. 1-85. Пар паровоздушной смеси первой ступени эжектора 1 конденсируется в холодильнике 2, а пар смеси после второй ступени 3 конденсируется в холодильнике 4, и воздух выбрасывается в атмосферу через патрубок 5.

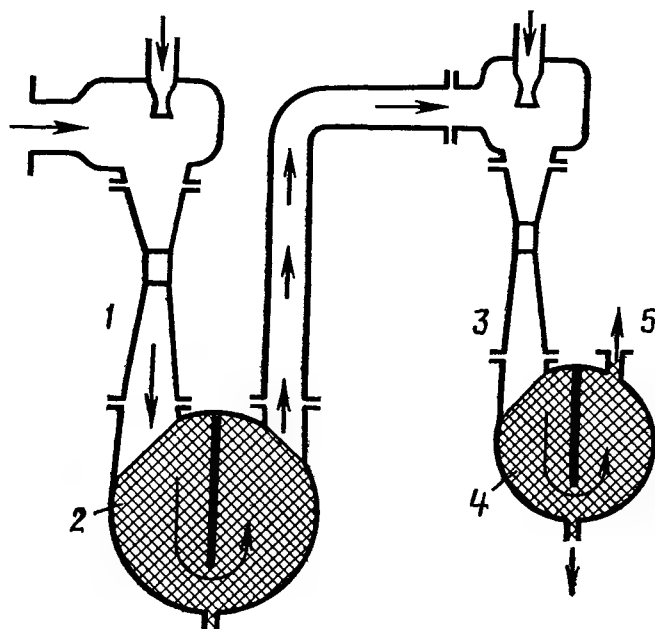


Рис. 1-85. Схема двухступенчатого эжектора

На рис. 1-86 приведена схема установки эжектора. Основной конденсат из конденсатора 2 конденсатным насосом 4 прокачивается через холодильники эжектора 9. При пуске турбины, холостом ходе и малых нагрузках включается линия рециркуляции 3. По этой линии часть нагретого в эжекторе 9 конденсата возвращается в конденсатор 2, охлаждается в нем и снова с основным конденсатом поступает в холодильники. При нагрузках турбины, когда количество конденсата становится достаточным, линия рециркуляции отключается. Из холодильника второй ступени эжектора 9 конденсат пара из сопла отводится к холодильнику первой ступени, а из последнего через сифон 5 сливается в конденсатор 2. Высота сифона H , м, для обеспечения бесперебойной работы эжектора должна отвечать условию

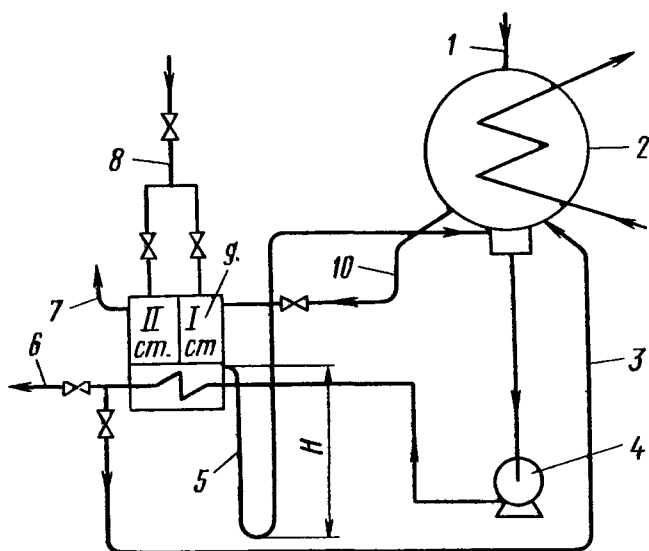


Рис. 1-86. Схема установки эжектора:
1 — подвод пара; 2 — конденсатор; 3 — линия рециркуляции; 4 — конденсатный насос; 5 — сифон; 6 — линия конденсата; 7 — отвод воздуха из эжектора; 8 — подвод пара к эжектору; 9 — эжектор; 10 — отсос паровоздушной смеси

$$H \geq 2(p_x - p_k), \quad (1-222)$$

где p_x — давление в холодильнике первой ступени, м вод. ст.; p_k — давление в конденсаторе, м вод. ст.

Пароструйные трехступенчатые эжекторы типа ЭП-3-600-3 (рис. 1-87) широко применяются на турбоустановках ЛМЗ мощностью

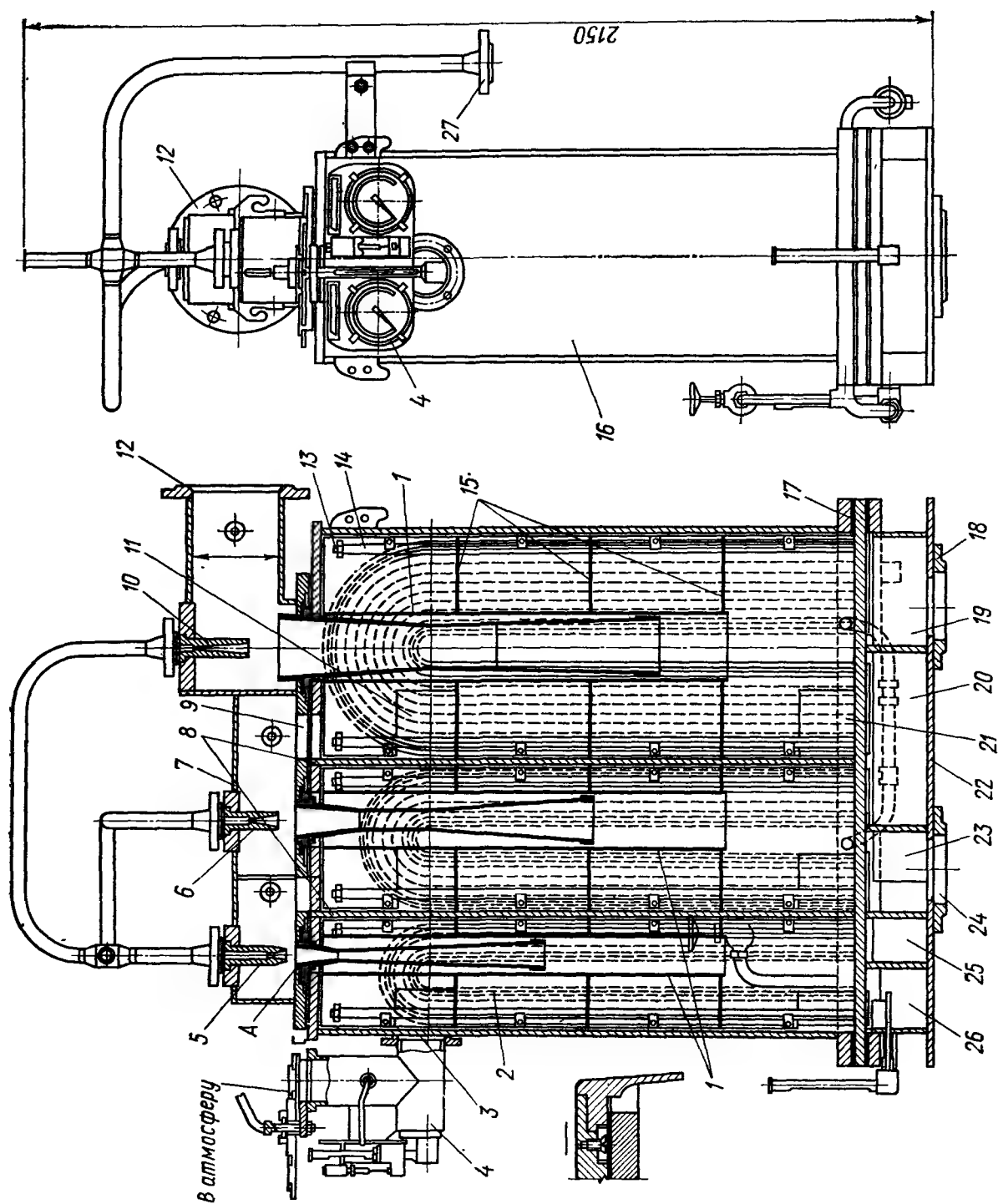


Рис. 1-87. Трехступенчатый эжектор типа ЭП-3-600-3 ЛМЗ

50 000 и 100 000 кВт. Все три ступени эжектора смонтированы в одном корпусе 16. Верхняя сварная коробка 7 всасывающих камер первой, второй и третьей ступеней прикрепляется болтами к корпусу эжектора. Нижняя коробка 22 водяных камер трех ступеней эжектора также привинчивается к его корпусу.

Корпус эжектора 16 разделен на три отсека внутренними перегородками 8, которые образуют трубные пучки по два в каждом холодильнике. Трубные пучки холодильников состоят из U-образных латунных трубок 2, концы которых развальцованы в стальной трубной доске 17, зажатой между корпусом 16 и коробкой 22.

Трубные пучки каждого холодильника закреплены в каркасе между переборками, продольными 8 и поперечными 15. Последние связаны между собой и доской 17 с помощью распорных трубок 14 и стяжных болтов 13. В центре каждого отсека размещаются трубы 1 и закрепляются в поперечных переборках 15. Внутри этих труб размещены диффузоры. Все переборки имеют специальные вырезы для прохода паровоздушной смеси.

Рабочий пар к соплам эжектора 10, 6 и 5 поступает через патрубок 27. Поступление его к соплам эжектора регулируется дроссельным игольчатым клапаном. Через водяной патрубок 18 поступает конденсат для охлаждения и конденсации пара, подсасываемого вместе с воздухом из конденсатора.

Паровоздушная смесь из конденсатора поступает к первой ступени эжектора через патрубок 12. После первой ступени эжектора паровоздушная смесь попадает в нижнюю часть центрального отсека первого промежуточного холодильника и по вырезам 21 в продольных перегородках поступает в боковые отсеки холодильника. Паровоздушная смесь поднимается вверх через вырезы в поперечных перегородках 15, и пар на всем этом пути конденсируется. Для повышения эффективности конденсации пара в смеси предусмотрены вырезы в поперечных переборках, которые так расположены, что паровоздушная смесь проходит между трубками пучка с поворотами и имеет перекрестный поток. Пар из паровоздушной смеси интенсивно конденсируется, а остаток ее с небольшим содержанием пара через вырезы 11 и отверстие 9 направляется во всасывающую камеру второй ступени эжектора.

Последующий процесс сжатия паровоздушной смеси с одновременной конденсацией пара из нее во второй и третьей ступенях эжектора протекает аналогично процессу, рассмотренному в первой ступени. Воздух из третьей ступени эжектора через патрубок 3 может выбрасываться в атмосферу или в специальный прибор 4 для измерения количества отсасываемого воздуха.

Конденсат рабочего пара из парового пространства третьей ступени каскадно сливается в паровое пространство второй, а из последней — в паровое пространство первой ступени.

Из напорной линии конденсатных насосов охлаждающий конденсат поступает в водяную камеру 19, проходит через внутренние отверстия охлаждающих трубок и сливается в водяную камеру 20. Камеры 20 и 25 соединены обводным каналом, что обеспечивает одно-

временное поступление охлаждающего конденсата к трубкам второй и третьей ступеней. Из трубок второй и третьей ступеней конденсат сливается в водяные камеры 23 и 26, которые также соединены обводным каналом. Из камеры 23 конденсат отводится через патрубок 24.

Расход пара на эжекторы обычно составляет $0,2 \div 0,3\%$ от расхода свежего пара на турбину для турбин мощностью 160 000 кВт и выше; $0,4 \div 0,5\%$ для турбин мощностью 50 000 ÷ 100 000 кВт; $0,6 \div 0,8\%$ для турбин небольшой мощности.

Работа эжектора наряду с другими факторами оказывает влияние на предельно достижимый вакуум в конденсаторе. Поэтому для анализа работы конденсационной установки в эксплуатационных условиях необходимо знание характеристик эжектора.

На рис. 1-88 представлена типичная заводская характеристика пароструйного эжектора. Она имеет две ветви: пологую и крутую. Первая представляет рабочую часть, круто поднимающаяся ветвь является перегрузочной частью характеристики. Точки перелома кривых указывают на пределы нормальной работы эжектора. Из этих характеристик следует, что с увеличением количества отсасываемого воздуха абсолютное давление в конденсаторе повышается. Небольшой расход пара через эжектор, невысокое давление рабочего пара перед эжекторами ($12 \div 18$ кгс/см²), малое время для его пуска в работу и

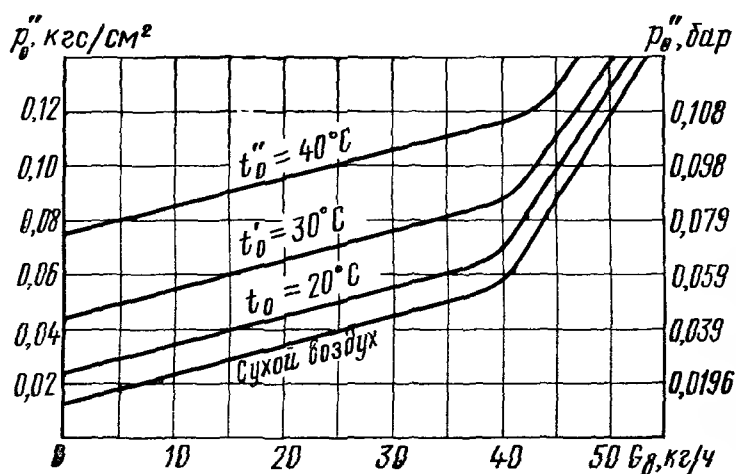


Рис. 1-88. Заводские характеристики пароструйных эжекторов

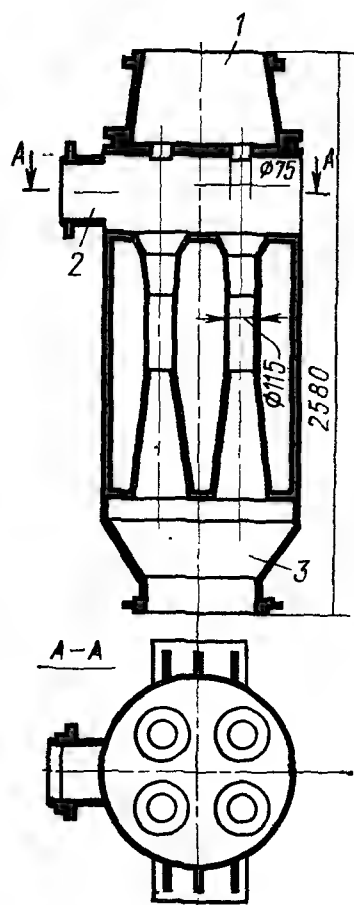


Рис. 1-89. Водоструйный эжектор ЛМЗ

безотказность в работе способствовали широкому применению пароструйных эжекторов в турбоустановках среднего и высокого давлений. Глубокое дросселирование и охлаждение пара котлов перед эжекторами, усложнение и удорожание схемы затрудняют применение па-

роструйных эжекторов в паротурбинных установках сверхвысокого давления.

В блоках котел — турбина из-за прогрева и пуска турбины одновременно с растопкой котла использование пароструйных эжекторов практически становится неприемлемым. Для прогрева и пуска турбины в блоке с котлом требуется независимое питание отсасывающих устройств. Поэтому в блоках котел — турбина применяются водоструйные (гидравлические) эжекторы, имеющие независимое от работы котла питание.

Водоструйный эжектор ЛМЗ типа ЭВ4-1400. На турбинах ЛМЗ типа К-300-24 устанавливаются водоструйные эжекторы для отсоса воздуха из конденсаторов. Эти же эжекторы используются для отсоса воздуха из лабиринтовых уплотнений турбины и циркуляционной системы. На турбину устанавливаются по два таких эжектора (рис. 1-89). Каждый водоструйный эжектор состоит из четырех параллельно работающих однокорпусных эжекторов. Рабочая вода подводится к эжектору из патрубка 1 через четыре сопла с выходными диаметрами 75 мм. Паровоздушная смесь из конденсатора поступает в смесительную камеру через всасывающий патрубок 2. Один общий сливной конический патрубок 3 служит для удаления смеси отсасываемого воздуха из конденсатора и циркуляционной воды. Между камерой 1 и всасывающим патрубком 2 образуется водяной напор, равный разнице давлений в камере 1 и патрубке 2. За счет этой разницы давлений из четырех сопел с большой скоростью и соответственно кинетической энергией вытекает циркуляционная вода, которая из камеры 2 увлекает паровоздушную смесь, поступающую в четыре насадка, а затем в их диффузоры. В диффузорах скорость водовоздушной смеси уменьшается и ее кинетическая энергия расходуется на сжатие этой среды до давления в патрубке 3. Сливными трубами из обоих эжекторов эта вода отводится за пределы машинного зала. Вода для работы эжекторов подводится двумя насосами типа 32Д-19, один из которых является резервным. Для защиты турбины от заброса сырой воды в конденсатор при внезапном отключении насосов применяются обратные клапаны с принудительным их закрытием.

Многолетний опыт эксплуатации водоструйных эжекторов свидетельствует об устойчивой и надежной их работе.

Раздел второй

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Глава 2-1.

СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

§ 2-1. Общие сведения

Газовой турбиной называется тепловой двигатель ротационного типа, в котором рабочим телом являются продукты сгорания топлива в смеси с воздухом, а также могут быть нагретые до высокой температуры воздух либо другие газообразные вещества, обладающие определенными физическими свойствами.

Конструктивно и по принципу действия газовая турбина аналогична паровой. В ее проточной части также расширение рабочего тела (газа) сопровождается превращением тепловой энергии в кинетическую энергию газового потока, которая затем преобразуется в механическую работу вращения ротора газовой турбины.

Газотурбинные установки (ГТУ) имеют ряд существенных достоинств по сравнению с паротурбинными: 1) значительно более компактны: вместо громоздкого и сложного парового котла топливо сжигается в небольшой камере сгорания, расположенной вблизи газовой турбины; кроме того, в ГТУ нет конденсационной установки; 2) проще по конструкции и в обслуживании; 3) менее емки в смысле затраты металлов и других материалов при одинаковой мощности; 4) дешевле по стоимости; 5) почти не требуют воды для охлаждения.

ГТУ уступают паротурбинным установкам: 1) по мощности, как единичной (мощности в одном агрегате), так и всей установки в целом; в настоящее время есть паротурбинные установки мощностью до 800 000 кВт и более, а мощность ГТУ достигает лишь 100 000 кВт; 2) ГТУ менее долговечны в работе; 3) более требовательны к применяемым сортам топлива. Так, проблема использования твердого топлива в ГТУ до сих пор еще находится в стадии разработки, а применение тяжелых мазутов связано со значительным усложнением как конструкции, так и эксплуатации установок.

Идея создания ГТУ возникла сравнительно давно, но из-за отсутствия необходимых по качеству сталей и низкого уровня производства изготовление газовых турбин практически стало возможным лишь в конце XIX в. Среди создателей первых образцов газовых турбин наиболее выдающуюся роль сыграли русские инженеры П. Д. Кузьминский и В. В. Караводин, а также немецкие инженеры Штольце и Хольцварт.

Однако, несмотря на постройку и испытание опытных образцов, газовые турбины еще долгое время не имели практического применения. И только лишь в последние 2—3 десятилетия благодаря резко возросшему уровню технического производства, успехам металлургии и развитию теории лопаточных машин были созданы газовые турби-

ны, обладающие сравнительно высокой экономичностью, а также надежностью и долговечностью в работе. Большую роль в деле развития газовых турбин сыграло появление и распространение в авиации турбореактивных двигателей, которые произвели настоящую революцию, увеличив скорость самолетов в несколько раз.

Значительный вклад в теорию и практику газовых турбин был сделан советскими учеными: академиком Б. С. Стечкиным, профессорами Г. С. Жирицким, В. М. Маковским, Г. И. Зотиковым, В. В. Уваровым, И. И. Кирилловым, Я. И. Шнез и др.

С каждым годом газовые турбины благодаря своим достоинствам получают сейчас все более широкое распространение в энергетике, различных отраслях промышленности и на транспорте. В ряде зарубежных стран и у нас в СССР имеются опытные газотурбовозы, ведутся работы по созданию автомобилей с газотурбинными двигателями. Все больше появляется морских и речных судов различного назначения, на которых в качестве силовой установки использованы ГТУ.

Дальнейшее развитие ГТУ заключается в повышении их экономичности, надежности и долговечности, что прежде всего определяется прогрессом в области создания жаростойких материалов и разработкой эффективных способов охлаждения проточной части газовых турбин.

Большие перспективы в будущем имеют также атомные энергетические установки с газовыми турбинами и ядерными реакторами с газовыми теплоносителями. Есть основания полагать, что они будут более экономичными, компактными и простыми по устройству, чем атомные установки, работающие по пароводяному циклу.

§ 2-2. Схемы и циклы простейших ГТУ

Схема простейшей ГТУ открытого типа со сгоранием при постоянном давлении изображена на рис. 2-1. Компрессор 1 засасывает из атмосферы воздух, сжимает его до заданного давления и подает в открытую камеру сгорания 4. Туда же с помощью топливного насоса 3 непрерывно впрыскивается через форсунку 5 топливо, которое смешивается с воздухом и сгорает. Образовавшиеся газообразные продукты сгорания направляются в газовую турбину 8. Здесь следует отметить, что только 20÷40 % подаваемого компрессором воздуха вводится в активную зону горения 6 и участвует в процессе сгорания. Это так называемый первичный воздух. Остальные 60÷80 % воздуха добавляются уже после активной зоны. Смешиваясь с продуктами сгорания, эта часть воздуха (вторичный, или охлаждающий, воздух) дает возможность выровнять и понизить температуру газов перед турбиной до заданной величины. Дело в том, что для обеспечения интенсивного и наиболее полного сгорания топлива температура в активной зоне камер сгорания обычно поддерживается на уровне 1800÷2300 К, тогда как допускаемая в настоящее время по условиям надежности и долговечности лопаточного аппарата температура газа на входе в газовую турбину для ГТУ, рассчитанных на длительный срок службы, составляет примерно 900÷1100 К.

В газовой турбине тепловая энергия газов преобразуется в механическую энергию вращения ее. Мощность, развиваемая турбиной 8, частично затрачивается на привод компрессора 1 и других вспомогательных механизмов, а оставшаяся (избыточная) часть передается потребителю, например преобразуется в электрическую энергию в генераторе 2.

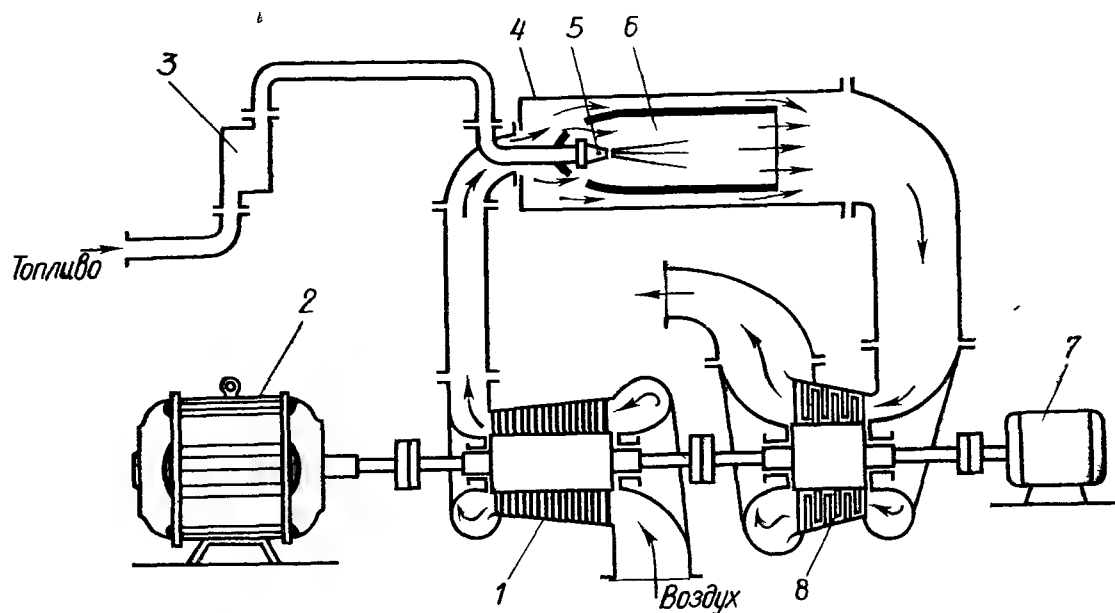


Рис. 2-1. Принципиальная схема простейшей ГТУ с открытой камерой сгорания

Запуск ГТУ производится пусковым электродвигателем 7, а зажигание топлива осуществляется обычно только при запуске с помощью установленной в камере сгорания электрической свечи.

На рис. 2-2, а, б показаны соответственно в $p-v$ - и $T-s$ -диаграммах совмещенные термодинамический и действительный циклы ГТУ со сгоранием при постоянном давлении. В отношении термодинамического цикла приняты следующие основные допущения: 1) цикл замкнут; он осуществляется с постоянным количеством идеального газа, имеющего неизменный химический состав и постоянную теплоемкость; 2) все процессы в цикле являются обратимыми, так как они протекают без тепловых и гидравлических потерь; 3) сжатие в компрессоре и расширение в турбине происходят адиабатно. Но так как потерь при этом, согласно п. 2, нет, то, следовательно, эти процессы происходят при постоянных значениях энтропии. Отсюда линия $3-4'$ изображает изоэнтروпийное сжатие воздуха в компрессоре, сопровождающееся повышением его давления и температуры от начальных значений p_3 и T_3 до p_4 и T_4' . В действительном же цикле сжатие сопровождается внутренними потерями в компрессоре, которые сдвигают этот процесс в сторону увеличения энтропии (линия $3-4$).

Тепло в камере сгорания подводится по изобаре $4-1$, за счет чего температура возрастает от T_4 до T_1 . Линия $1-2'$ изображает изоэнтропийное расширение рабочего тела в турбине. В действительном

цикле расширение из-за внутренних потерь в турбине происходит по линии 1—2. При этом давление снижается до p_2 , а температура — до T_2 .

Отвод тепла в теплоприемник в термодинамическом цикле изображается изобарой 2'—3. В результате этого температура рабочего тела понижается до первоначального ее значения T_3 в цикле. В действительном цикле линия 2—3 выражает собой условный замыкающий процесс, соответствующий охлаждению газов при выходе их из турбины в атмосферу.

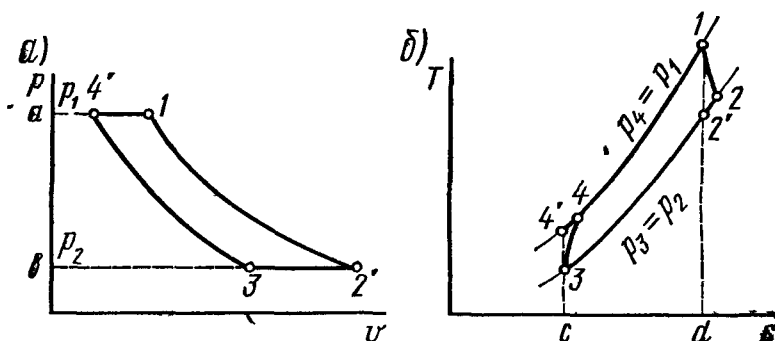


Рис. 2-2. Цикл ГТУ со сгоранием при $p = \text{const}$

Термический к.п.д. термодинамического цикла

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = l_0 / q_1, \quad (2-1)$$

где q_1 и q_2 — соответственно количество подведенного и отведенного в цикле тепла, кДж/кг; l_0 — полезная работа цикла, кДж/кг, на диаграмме $p-v$ выражается площадью 3—4'—1—2' и равна разности изоэнтروпийных работ турбины и компрессора:

$$l_0 = l_{0\text{т}} - l_{0\text{к}}. \quad (2-2)$$

Работа изоэнтропийного сжатия 1 кг газа в компрессоре $l_{0\text{к}}$ изображается площадью 3—4'—а—b и может быть выражена через разность энтальпий в конце и в начале сжатия:

$$l_{0\text{к}} = i'_4 - i_3 = c_p (T'_4 - T_3), \quad (2-3)$$

где i_3 и i'_4 — энтальпия газа соответственно в начале и в конце сжатия, кДж/кг; T_3 и T'_4 — абсолютная температура газа соответственно в точках 3 и 4' цикла, К; c_p — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, кДж/(кг·К).

При выводе зависимостей удельные теплоемкости обычно принимаются одинаковыми по величине для всех процессов цикла ГТУ.

Работа изоэнтропийного расширения 1 кг газа в турбине изображается на $p-v$ -диаграмме площадью а—1—2'—b и также может быть выражена через разность энтальпий в начале и в конце расширения:

$$l_{0\text{т}} = i_1 - i'_2 = c_p (T_1 - T'_2), \quad (2-4)$$

где i_1 и i_2' — энтальпия газа соответственно в начале и конце расширения, кДж/кг; T_1 и T_2' — абсолютная температура газа в точках 1 и 2' цикла, К.

Подведенное в цикле тепло q_1 на T — s -диаграмме изображается площадью $c-4'-1-d$:

$$q_1 = c_p (T_1 - T_4'). \quad (2-5)$$

Если в (2-1) вместо l_0 и q_1 ввести их выражения (2-2) и (2-5), то

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{c_p (T_1 - T_2') - c_p (T_4' - T_3)}{c_p (T_1 - T_4')} = \\ &= \frac{1 - T_2' / T_1 - (T_3 / T_1) (T_4' / T_3 - 1)}{1 - T_4' / T_1}. \end{aligned} \quad (2-6)$$

Для изоэнтропийного процесса, как это известно из термодинамики, справедливы следующие соотношения:

$$\begin{aligned} T_2' / T_1 &= (p_2 / p_1)^{(k-1)/k} = \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}}; \\ T_4' / T_3 &= (p_1 / p_2)^{(k-1)/k} = \beta^{(k-1)/k}, \end{aligned} \quad (2-7)$$

здесь $p_1 / p_2 = \beta$ — степень повышения давления в компрессоре; $T_1 / T_3 = \tau$ — степень повышения температуры в цикле; $k = c_p / c_v$ (где c_v — удельная теплоемкость газа при постоянном объеме).

Подставив (2-7) в (2-6) и обозначив $(k - 1)/k = m$, после преобразований получим окончательную формулу для термического к. п. д. цикла ГТУ

$$\eta_t = \frac{1 - \beta^{-m} - (1/\tau) (\beta^m - 1)}{1 - \beta^m (1/\tau)} = 1 - 1/\beta^m. \quad (2-8)$$

Как это видно из (2-8), термический к. п. д. цикла ГТУ с $p = \text{const}$ непрерывно возрастает с увеличением степени повышения давления β . Но это справедливо только для термодинамического цикла, в котором не учитываются внутренние потери и имеется лишь отвод тепла в теплоприемник. Выразим в действительном цикле работы сжатия воздуха в компрессоре и расширения газа в турбине так же, как и в термодинамическом цикле, через разность энтальпий:

$$l_k = c_p (T_4 - T_3); \quad (2-9)$$

$$l_\tau = c_p (T_1 - T_2). \quad (2-10)$$

Внутренние потери, возникающие при сжатии воздуха в компрессоре, учитываются внутренним к. п. д.

$$\eta_{\text{к}} = l_{\text{ок}} / l_{\text{к}} = (T_4' - T_3) / (T_4 - T_3), \quad (2-11)$$

где $l_{0к}$ — работа изоэнтروпийного сжатия 1 кг воздуха в термодинамическом цикле, кДж/кг; l_k — работа сжатия 1 кг воздуха в действительном цикле, кДж/кг.

Аналогичным образом внутренние потери в турбине учитываются относительным внутренним к. п. д.

$$\eta_{0i} = l_t / l_{от} = (T_1 - T_2) / (T_1 - T'_2), \quad (2-12)$$

где l_t — работа расширения 1 кг газа в турбине в действительном цикле, кДж/кг; $l_{от}$ — работа изоэнтропийного расширения, кДж/кг. В соответствии с (2-11) и (2-12) можно выразить действительные работы сжатия в компрессоре:

$$l_k = (1/\eta_{кк}) l_{0к} \quad (2-13)$$

и расширения в турбине:

$$l_t = (1 + \mu) l_{от} \eta_{0i}, \quad (2-14)$$

где μ — количество топлива, приходящееся на 1 кг воздуха, подаваемого в камеру сгорания, кг/кг.

Величина μ составляет примерно (0,01÷0,018) кг/кг и вследствие малости ею можно пренебречь.

Используя (2-13) и (2-14), определим внутреннюю полезную работу ГТУ, отнесенную к 1 кг всасываемого компрессором воздуха, как разность работ l_t и l_k :

$$\begin{aligned} l_i = l_t - l_k &= l_{от} \eta_{0i} - l_{0к} (1/\eta_{кк}) = c_p (T_1 - T'_2) \eta_{0i} - c_p (T'_4 - T_3) (1/\eta_{кк}) = \\ &= c_p T_1 (1 - T'_2 / T_1) \eta_{0i} - c_p T_3 (T'_4 / T_3 - 1) (1/\eta_{кк}). \end{aligned} \quad (2-15)$$

Так как, согласно (2-7),

$$T'_2 / T_1 = 1/\beta^{(k-1)/k} = 1/\beta^m \quad \text{и} \quad T'_4 / T_3 = \beta^{(k-1)/k} = \beta^m,$$

то после их подстановки в (2-15) имеем

$$l_i = c_p T_1 (1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - c_p T_3 (\beta^m - 1) (1/\eta_{кк}), \quad (2-16)$$

или окончательно

$$l_i = c_p T_1 [(1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - (1/\eta_{кк} \tau) (\beta^m - 1)], \quad (2-17)$$

здесь $\tau = T_4/T_3$ — степень повышения температуры в цикле.

ГТУ со сгоранием при постоянном объеме (рис. 2-3) отличается от ГТУ с $p = \text{const}$ в основном устройством и принципом работы камеры сгорания 8, а от этого зависит и характер протекания самого цикла. Здесь камера сгорания закрытая. При работе на газе обычно она снабжена тремя, а при работе на жидком топливе — двумя клапанами и свечой зажигания 7. Клапан 5 предназначен для впуска нагнетаемого компрессором 1 воздуха, а клапан 9 — для выпуска газов из камеры сгорания 8 в турбину 2. Клапан 6 служит для впуска газообразного топлива. Если установка работает на жидком топливе, то вместо клапана 6 в камере сгорания устанавливается одна или несколько форсу-

нок. Клапаны, свеча зажигания и форсунки (если камера работает на жидком топливе) управляются посредством специального распределительного механизма 4, который имеет механический привод от вала турбины 2. Этот механизм позволяет открывать и закрывать клапаны, осуществлять подачу топлива и зажигание его с помощью свечи 7 в строго определенные моменты. Как это видно из рис. 2-3, газовая турбина 2 приводит во вращение компрессор 1 и топливный насос 3, а избыточную мощность отдает на электрогенератор 10.

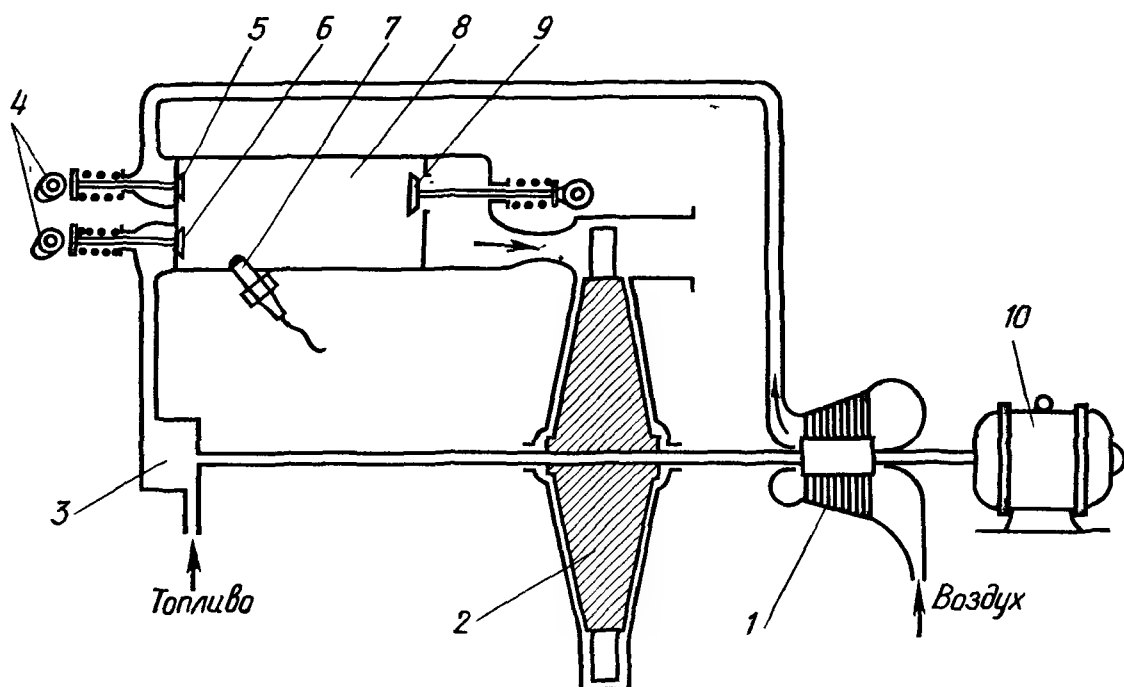


Рис. 2-3. Принципиальная схема простейшей ГТУ с закрытой камерой сгорания

Рабочий процесс в закрытой камере сгорания 8 происходит следующим образом. После заполнения ее воздухом клапан 5 закрывается и только тогда подается (впрыскивается) топливо. Образовавшаяся горючая смесь затем воспламеняется электрической искрой от свечи 7. В связи с тем, что выпускной клапан 9 в это время закрыт, процесс сгорания происходит в замкнутом (постоянном) объеме. Температура и давление газообразных продуктов сгорания в камере 8 повышаются пропорционально скорости выделения тепла, т. е. интенсивности процесса сгорания топлива. В конце сгорания выпускной клапан 9 открывается, и газы из камеры направляются в турбину 2. По мере выпуска температура и давление газов в камере понижаются. Когда их давление упадет до определенной величины, открывается впускной клапан 5, и в камеру сгорания начинает поступать свежий воздух, с помощью которого производится продувка. Назначение продувки заключается в возможно более полном удалении оставшихся газов с одновременным охлаждением камеры сгорания и рабочих органов турбины. В конце продувки выпускной клапан 9 закрывается, и камера сгорания вновь заполняется сжатым воздухом из компрессора, после чего

весь процесс снова повторяется. Таким образом, нетрудно заметить, что давление в закрытой камере сгорания при работе периодически изменяется, причем в весьма широких пределах.

Следует отметить, что кроме камер вышеописанного типа разработаны также одноклапанные и бесклапанные конструкции закрытых камер сгорания, которые являются более перспективными.

Сравнение циклов ГТУ со сгоранием при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$ показывает, что при одинаковой величине степени повышения давления β в компрессоре в цикле с $v = \text{const}$ степень расширения, а значит, и термический к. п. д. будут больше. Но, несмотря на это преимущество, ГТУ с $v = \text{const}$ до сих пор не получили практического распространения по ряду следующих причин: 1) наличие клапанов и распределительного механизма в значительной степени усложняет конструкцию камеры сгорания. Больше того, практика показала, что именно из-за клапанов камера сгорания становится ненадежной и недолговечной в работе; 2) вследствие пульсаций газового потока возможно появление опасных вибраций турбинных лопаток, что может привести к авариям; 3) так как газ проходит через клапаны, он дросселируется, а за счет этого снижается к. п. д. ГТУ; 4) к. п. д. снижается еще и потому, что при переменном давлении турбина на протяжении большей части цикла работает на нерасчетном режиме, когда обтекание ее проточной части сопровождается повышенными потерями.

§ 2-3. Основные показатели, характеризующие ГТУ, и способы повышения экономичности ГТУ

В реальной ГТУ имеется целый ряд потерь, которые разделяются на внутренние и внешние.

Внутренние потери непосредственно связаны с изменением состояния рабочего тела. К ним относятся: 1) внутренние потери в компрессоре, учитываются внутренним (адиабатическим) к. п. д. компрессора η_k ; 2) внутренние потери в газовой турбине учитываются относительным внутренним к. п. д. турбины η_{0i} ; 3) потери тепла в камере сгорания учитываются с помощью теплового к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с.}^T$; 4) потери на гидравлическое сопротивление в воздушном тракте ГТУ, к которым относятся гидравлические потери в воздухопроводах, регенераторе, воздухоохладителях; 5) потери на гидравлическое сопротивление в газовом тракте ГТУ, включают в себя гидравлические потери в газопроводах, камере сгорания и регенераторе; 6) потери, связанные с расходом воздуха на охлаждение турбинных деталей (лопаток, дисков и т. д.).

Внутренние потери в ГТУ оцениваются в целом с помощью внутреннего к. п. д. установки

$$\eta_i = l_i / q_{к.с.}, \quad (2-18)$$

где l_i — внутренняя полезная работа ГТУ, кДж/кг; $q_{к.с.}$ — действительное количество тепла, затрачиваемого в камере сгорания на нагрев 1 кг воздуха от температуры T_4 до T_1 (см. рис. 2-2), кДж/кг;

$$q_{к.с} = c_p (T_1 - T_4) (1 / \eta_{к.с}^T), \quad (2-19)$$

здесь $\eta_{к.с}^T$ — тепловой к. п. д. камеры сгорания.

После подстановки в (2-18) вместо l_i и $q_{к.с}$ их выражений (2-17) и (2-19) получим

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{c_p T_1 \left[(1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - \frac{1}{\eta_{к} \tau} (\beta^m - 1) \right]}{c_p (T_1 - T_4) (1 / \eta_{к.с}^T)} = \\ &= \frac{(1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - \frac{1}{\eta_{к} \tau} (\beta^m - 1)}{(1 - T_4/T_1) (1 / \eta_{к.с}^T)}. \end{aligned} \quad (2-20)$$

Путем дальнейших преобразований, которые здесь не приводятся, сводим (2-20) к виду

$$\eta_i = \frac{\tau (1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - (\beta^m - 1) (1/\eta_{к})}{\tau - 1 - (\beta^m - 1) (1/\eta_{к})} \cdot \eta_{к.с}^T. \quad (2-21)$$

Следовательно, внутренний к. п. д. ГТУ $\eta_i = f(\tau, \beta, \eta_{0i}, \eta_{к}, \eta_{к.с}^T)$.

Очевидно, величина η_i будет тем больше, чем выше значения η_{0i} , $\eta_{к}$ и $\eta_{к.с}^T$, т. е. меньше потери соответственно в турбине, компрессоре и камере сгорания. Из (2-21) видно, что зависимость η_i от $\eta_{к.с}^T$ линейная. В значительно большей степени экономичность ГТУ зависит от к. п. д. компрессора и турбины, что вызывает необходимость дальнейшего совершенствования конструктивного исполнения компрессоров и газовых турбин, особенно их проточной части. В настоящий момент достигнуты значения внутренних к.п.д. осевых компрессоров $\eta_{к} = 0,83 \div 0,90$; газовых турбин — $\eta_{0i} = 0,85 \div 0,90$.

На рис. 2-4 приведены кривые $\eta_i = f(\beta)$, построенные по (2-21) для различных значений $\tau = T_1/T_3$, где T_1 — начальная температура газов перед турбиной, а T_3 — температура всасываемого компрессором воздуха при $\eta_{0i} = 0,87$; $\eta_{к} = 0,88$; $\eta_{к.с}^T = 0,97$ и неизменной температуре всасываемого компрессором воздуха $T_3 = 288$ К.

Как можно заметить, с увеличением τ величина к. п. д. ГТУ непрерывно растет. Повышается при этом и работоспособность 1-кг воздуха, а это значит, что снижается его расход на единицу мощности, и следовательно, уменьшается потребляемая компрессором мощность. Но увеличение τ возможно как путем повышения T_1 , так и за счет снижения T_3 .

В связи с тем что температура атмосферного воздуха изменяется в сравнительно широких пределах, она оказывает существенное влияние на экономичность и мощность ГТУ. При повышении T_3 удельный объем воздуха увеличивается, в результате чего увеличивается и работа, затрачиваемая на сжатие его в компрессоре. Весовой расход воздуха, а значит, и мощность установки при этом снижаются.

В практике увеличение к. п. д. ГТУ достигается за счет повышения T_1 — начальной температуры газов при некотором заданном значении T_3 . Из рис. 2-4 видно, что чем выше T_1 , тем больше η_i . Это справедливо для любых схем ГТУ и типов турбин, так как T_1 , с термодинамической точки зрения, является максимальной температурой цикла и поэтому повышение ее всегда ведет к увеличению к. п. д. Допускаемая в настоящее время, исходя из условий надежной и долговечной работы стационарных турбин значительной мощности, величина $T_1 = 900 \div 1100$ К. Дальнейшее повышение ее пока ограничивается в основном жаростойкостью и жаропрочностью существующих материалов, из которых изготавливаются лопатки и роторы турбин. Однако здесь следует отметить, что в форсированных газовых турбинах с ограниченным моторесурсом, например в авиационных, температура T_1 достигает 1500 К.

В общем случае выбор начальной температуры T_1 зависит от ряда факторов и в первую очередь от назначения установки и требуемого моторесурса ГТУ, а также от вида применяемого топлива. Так, при работе ГТУ на мазутах, особенно содержащих ванадий, чтобы ограничить коррозию, температуру газа перед турбиной обычно снижают до 920 К и ниже, что, естественно, уменьшает к.п.д. [5].

Значительно более сложным характером, как это видно из рис. 2-4, отличается зависимость $\eta_i = f(\beta)$. Дело в том, что к.п.д. ГТУ имеет максимум при вполне определенной, так называемой оптимальной степени повышения давления $\beta_{\text{опт}}$. Причем величина $\beta_{\text{опт}}$ зависит от схемы ГТУ, она возрастает с повышением T_1 и уменьшением T_3 . Но на $\beta_{\text{опт}}$ влияют также η_{0i} , η_k и другие факторы. Поэтому величина $\beta_{\text{опт}}$ должна вычисляться для конкретной схемы ГТУ и вполне определенных ее основных показателей.

Соотношение между полезной работой ГТУ и работой, совершаемой турбиной, характеризуется коэффициентом полезной работы

$$\delta = l_i / l_T = (l_T - l_k) / l_T. \quad (2-22)$$

Очевидно, чем больше δ , тем меньшая часть работы (или мощности) ГТУ расходуется на сжатие в компрессоре и тем соответственно большую часть ее можно полезно использовать, т. е. передать потребителю.

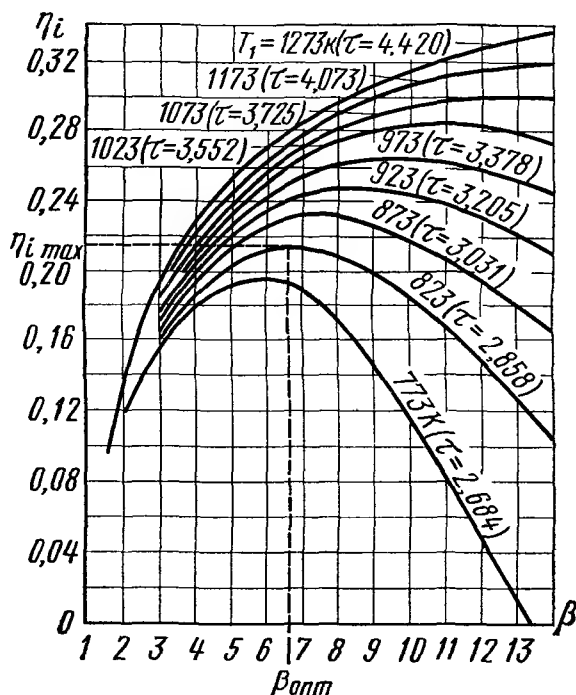


Рис. 2-4. Внутренний к. п. д. простейшей ГТУ в зависимости от степени повышения давления β при различных τ

Подставив в (2-22) значения l_t и l_i из (2-16) и (2-17), после преобразований получим

$$\delta = 1 - [\beta^m / (\tau \eta_{0i} \eta_k)], \quad (2-23)$$

Из (2-23) видно, с помощью каких именно показателей можно увеличивать δ . Кроме того, задавшись определенными η_{0i} , η_k и приравняв $\delta = 0$, можно определить для разных значений τ величины β , при которых получить полезную работу установки невозможно.

Внутренняя мощность ГТУ

$$N_i = G_b l_i, \quad (2-24)$$

где G_b — расход воздуха в установке, кг/с; l_i — внутренняя полезная работа ГТУ, определяется по (2-15) или (2-17), кДж/кг.

Работу l_i можно также выразить через разность тепловых перепадов в турбине и компрессоре:

$$l_i = H_t \eta_{0i} - H_k / \eta_k, \quad (2-25)$$

где H_t — изоэнтروпийный (адиабатный) теплоперепад, срабатываемый в турбине, кДж/кг;

$$H_t = i_1 - i'_2 = c_p (T_1 - T'_2); \quad (2-26)$$

H_k — изоэнтропийный теплоперепад в компрессоре, кДж/кг;

$$H_k = i'_4 - i_3 = c_p (T'_4 - T_3). \quad (2-27)$$

Значения H_t и H_k можно также найти с помощью i — s -диаграмм соответственно для газа и воздуха.

Важными характеристиками ГТУ являются удельный расход воздуха d_i , удельный расход тепла q_i и удельный расход топлива g_i .

Удельный расход воздуха равен отношению часового весового расхода G_b к полезной мощности и в определенной степени характеризует размеры установки. Чем он меньше при заданной мощности и прочих равных условиях, тем меньше будут размеры установки:

$$d_i = 1/l_i \text{ кг/кДж или } d_i = 3600 G_b / N_i = 3600 / l_i \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}, \quad (2-28)$$

где G_b — расход воздуха в ГТУ кг/с; N_i — внутренняя мощность ГТУ, кВт.

Удельный расход тепла характеризует экономичность ГТУ. Он равен расходу тепла, затраченному на выработку 1 кВт·ч полезной энергии:

$$q_i = 3600 / \eta_i \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}, \quad (2-29)$$

здесь η_i — внутренний к.п.д. ГТУ.

При сравнении экономичности различных ГТУ относительную экономию в расходе тепла можно вычислить по формуле

$$\Delta q_i = (q_i - q'_i) / q_i = (\eta'_i - \eta_i) / \eta'_i. \quad (2-30)$$

где q_i и η_i — соответственно удельный расход тепла и внутренний к.п.д. установки, относительно которой производится сравнение; q_i и η_i — то же, у более экономичной ГТУ.

Зная низшую теплоту сгорания топлива Q_H^p , на котором работает ГТУ, можно определить его удельный расход, кг/(кВт·ч):

$$g_i = q_i / Q_H^p = 3600 / (\eta_i Q_H^p) = 3600 B / N_i, \quad (2-31)$$

где B — расход топлива в ГТУ, кг/с.

Внешние потери в ГТУ не оказывают непосредственного влияния на состояние рабочего тела. К ним относятся потери на трение в подшипниках турбины и компрессора, в зубчатой передаче (если она имеется), потери вследствие утечки газа через концевые уплотнения вала, а также затраты энергии на привод навешенных вспомогательных механизмов (топливного и масляного насосов, регулятора и т. д.).

Внешние потери учитываются с помощью механического к.п.д. установки

$$\eta_{м.у} = l_e / l_i, \quad (2-32)$$

где l_e — эффективная работа ГТУ, кДж/кг;

$$l_e = l_i - l_m, \quad (2-33)$$

здесь l_m — сумма внешних потерь энергии, отнесенных к 1 кг воздуха. Можно записать

$$l_e = l_i \eta_{м.у}. \quad (2-34)$$

Зная величины внутреннего к.п.д. компрессора η_K , относительного внутреннего к.п.д. турбины η_{0i} , механических к.п.д. турбины $\eta_{т.м}$ и компрессора $\eta_{к.м}$, можно определить механический к.п.д. ГТУ:

$$\begin{aligned} \eta_{м.у} &= 1 - \frac{l_T \{1 - \eta_{т.м}\} + l_K \{1/\eta_{к.м} - 1\}}{l_i} = \\ &= 1 - \frac{l_{0т} \eta_{0i} (1 - \eta_{т.м}) + l_{0к} (1/\eta_K) (1/\eta_{к.м} - 1)}{l_i}. \end{aligned} \quad (2-35)$$

Внутренние и внешние потери в ГТУ учитываются в комплексе с помощью эффективного к.п.д. установки, который равен отношению эффективной работы к действительному количеству тепла, затраченному на нагрев 1 кг воздуха в камере сгорания:

$$\eta_{ey} = l_e / q_{к.с} = (l_i / q_{к.с}) \eta_{м.у} = \eta_i \eta_{м.у}. \quad (2-36)$$

Величину $q_{к.с}$ определяют по формуле

$$q_{к.с} = B Q_H^p / G_B. \quad (2-37)$$

Эффективная мощность ГТУ, кВт,

$$N_e = G_B l_e, \quad (2-38)$$

или

$$N_e = N_i \eta_{м.у}. \quad (2-39)$$

Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч),

$$g_e = \frac{3600 B}{N_e} = \frac{3600 B}{N_i \eta_{м.у}} = \frac{g_i}{\eta_{м.у}} = \frac{3600}{\eta_i \eta_{м.у} Q_H^p} = \frac{3600}{\eta_{ey} Q_H^p}. \quad (2-40)$$

Существует ряд следующих способов повышения экономичности ГТУ: 1) за счет применения регенерации тепла отработавших в турбине газов; 2) путем ступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением; 3) с помощью применения ступенчатого сгорания (подогрева газа); 4) путем создания сложных и многовальных установок, что дает возможность повысить экономичность ГТУ, особенно при работе на частичных нагрузках; 5) путем создания комбинированных установок, работающих по парогазовому циклу и с поршневыми камерами сгорания.

Все перечисленные способы рассматриваются в последующих параграфах.

§ 2-4. Одновальные ГТУ с регенерацией

Одним из способов повышения экономичности ГТУ является использование тепла отработавших в турбине газов для подогрева поступающего в камеру сгорания воздуха. Для этого воздух после компрессора 1 (рис. 2-5, а) пропускается через регенератор 2, который представляет собой теплообменный аппарат поверхностного типа. Туда же, в регенератор 2, после газовой турбины 4 направляются отходящие газы, которые путем теплообмена отдают часть своего тепла воздуху и затем удаляются в атмосферу. Подогретый воздух далее поступает обычным путем в камеру сгорания 3.

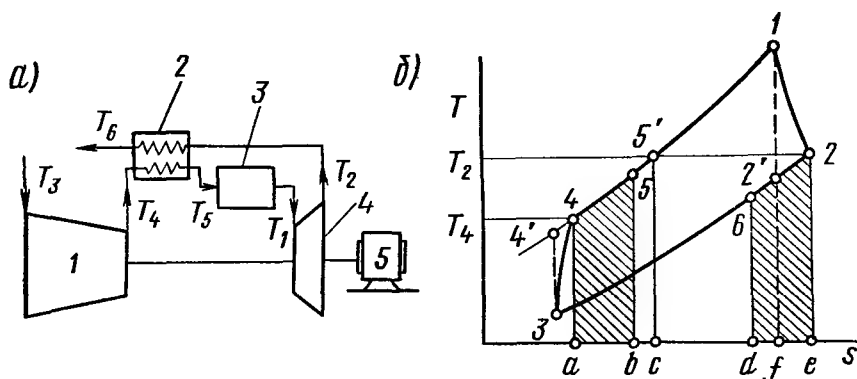


Рис. 2-5. Газотурбинная установка с регенерацией

Рассмотрим цикл с регенерацией в $T-s$ -диаграмме (рис. 2-5, б). Линии на рисунке означают: 3—4 — сжатие воздуха в компрессоре; 4—5 — нагрев воздуха в регенераторе при $p = \text{const}$; 5—1 — подвод тепла в камере сгорания при $p = \text{const}$; 1—2 — расширение в турбине; 2—6 — отвод тепла от отработавших газов в регенераторе при $p = \text{const}$; 6—3 — изобарный отвод тепла с уходящими в атмосферу газами (условное замыкание цикла). Заштрихованная площадь $a-4-5-b$ изображает на $T-s$ -диаграмме количество тепла q_1 , полу-

ченного 1 кг воздуха в регенераторе, а площадь $d-6-2-e$ — количество тепла, отданного 1 кг газа воздуху. Они будут, очевидно, равны при условии отсутствия потерь в окружающую среду. Тепло отработавших в турбине газов использовалось бы полностью в том случае, если бы воздух в регенераторе можно было нагреть до T_2 , т. е. до температуры, с которой газ выходит из турбины. Это количество тепла q_2 на $T-s$ -диаграмме можно представить площадью $a-4-5'-c$, где $T_5' = T_2$.

Отношение

$$q_1/q_2 = \text{пл. } a-4-5-b / \text{пл. } a-4-5'-c = R \quad (2-41)$$

называется степенью регенерации. Иначе говоря, степенью регенерации называется отношение количества тепла, действительно переданного воздуху в регенераторе, к тому количеству тепла, которое было бы передано при нагреве воздуха до температуры газов, уходящих из турбины.

Выразим q_1 и q_2 через параметры цикла:

$$q_1 = c_p (T_5 - T_4), \quad (2-42)$$

где T_4 — температура воздуха перед регенератором, К; T_5 — температура воздуха после регенератора, К.

Очевидно, если нагреть воздух до температуры уходящих газов из турбины, т. е. до $T_5' = T_2$, то количество переданного в регенераторе тепла

$$q_2 = c_p (T_2 - T_4). \quad (2-43)$$

Тогда степень регенерации

$$R = (T_5 - T_4) / (T_2 - T_4). \quad (2-44)$$

Если пренебречь потерями давления газа и воздуха в регенераторе, то можно считать, что регенерация не влияет на величину полезной работы ГТУ l_i , которая определяется (2-17). Зато при регенерации количество тепла, которое вносится в камеру сгорания с сжигаемым топливом q_p , будет меньше на величину q_1 по сравнению с циклом без регенерации, т. е.

$$q_p = q_{к.с} - q_1, \quad (2-45)$$

где $q_{к.с}$ — тепло, вносимое в камеру сгорания с сжигаемым топливом в цикле без регенерации.

Подставим в (2-45) вместо $q_{к.с}$ и q_1 их выражения (2-19) и (2-42), учтем потери в камере сгорания для q_1 с помощью $\eta_{к.с}^T$, тогда

$$\begin{aligned} q_p &= c_p (T_1 - T_4) / \eta_{к.с}^T - c_p (T_5 - T_4) / \eta_{к.с}^T = \\ &= c_p (T_1 - T_5) / \eta_{к.с}^T = c_p T_1 (1 - T_5 / T_1) / \eta_{к.с}^T. \end{aligned} \quad (2-46)$$

Отсюда внутренний к. п. д. ГТУ при наличии регенерации

$$\eta_{ip} = \frac{l_i}{q_p} = \frac{(1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - [1/(\eta_k \tau)] (\beta^m - 1)}{1 - T_5/T_1} \eta_{k.c.}^T \quad (2-47)$$

Выразим T_5 через R согласно (2-44):

$$T_5 = R (T_2 - T_4) + T_4.$$

После подстановки в (2-47) имеем

$$\eta_{ip} = \frac{(1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - [1/(\eta_k \tau)] (\beta^m - 1)}{1 - [RT_2 + (1 - R) T_4]/T_1} \eta_{k.c.}^T \quad (2-48)$$

После соответствующих преобразований (2-48) можно целиком выразить через безразмерные величины:

$$\eta_{ip} = \frac{(1 - 1/\beta^m) \eta_{0i} - [1/(\eta_k \tau)] (\beta^m - 1)}{(1 - R) \{ [1 - \eta_{0i} (1 - 1/\beta^m)] - (1/\tau) [1 + (1/\eta_k) (\beta^m - 1)] \}} \eta_{k.c.}^T \quad (2-49)$$

На рис. 2-6 представлены кривые зависимости $\eta_{ip} = f(\beta)$ для различных значений R . Кривые построены для температуры газа перед турбиной $T_1 = 1023$ К, температуры воздуха перед компрессором $T_3 = 288$ К и к.п.д. $\eta_{0i} = 0,87$; $\eta_k = 0,88$; $\eta_{k.c.}^T = 0,97$. Как можно видеть, все кривые пересекаются в одной точке A , соответствующей такому значению степени повышения давления β , при котором температура воздуха за компрессором становится равной температуре газов за турбиной, т.е. $T_4 = T_2$. В этом случае регенерация становится невозможной.

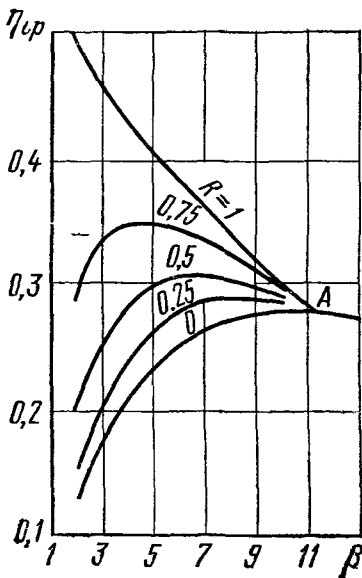


Рис. 2-6. Изменение внутреннего к. п. д. ГТУ в зависимости от степени повышения давления при разных значениях степени регенерации R

При регенерации снижается оптимальная степень повышения давления $\beta_{опт}$, причем чем выше R , тем меньше $\beta_{опт}$. Вследствие этого применение регенерации ведет к увеличению коэффициента полезной работы δ , определяемому по (2-23). При значениях $R < 0,5$ влияние регенерации на к.п.д. ГТУ становится малоэффективным. При $R > 0,5$ с увеличением степени регенерации экономичность ГТУ соответственно возрастает за счет уменьшения затраты топлива в камере сгорания. Величина R практически определяется поверхностью нагрева регенератора. У большинства современных ГТУ с регенерацией обычно $R = 0,6 \div 0,8$. При этом экономия в расходе топлива за счет регенерации составляет примерно 22÷28% [6].

В практике известны ГТУ, имеющие воздушные регенераторы с $R = 0,91$ (регенератор фирмы «Эшер-Висс»), и гелиевые регенераторы с $R = 0,95$. Нужно иметь в виду, что при $R > 0,8$ поверхность нагрева регенератора, а следовательно, его габариты и вес получаются обычно очень большими. Поэтому выбор наиболее выгодного значения

R производится в зависимости от схемы и назначения ГТУ на основании технико-экономических расчетов с учетом величин T_1 , η_{0i} , η_k , а также весо-габаритных показателей, стоимости регенератора и компоновки всего оборудования установки в целом. Кроме того, нужно всегда учитывать, что установка регенератора ведет к дополнительным гидравлическим сопротивлениям на пути движения воздуха и газа, а это соответствующим образом снижает к.п.д. ГТУ. При значительной величине гидравлических сопротивлений положительный эффект от применения регенерации может быть сведен к нулю.

В заключение необходимо отметить следующее. Регенерация позволяет повысить экономичность ГТУ не только на номинальном режиме, но также и при работе на частичных нагрузках, так как к.п.д. установки с регенерацией уменьшается медленнее при уменьшении нагрузки, чем к.п.д. ГТУ без регенерации.

Регенерация применяется не только в одновальных ГТУ, схема которой была рассмотрена в настоящем параграфе, но и в сложных многовальных установках, во всех тех случаях, когда она дает реальный экономический выигрыш.

§ 2-5. ГТУ со ступенчатым сжатием и со ступенчатым сгоранием

Из термодинамики известно, что затрачиваемая на сжатие газа работа при прочих равных условиях будет наименьшей, если процесс осуществляется изотермически. Но практически такое сжатие в компрессоре осуществить невозможно.

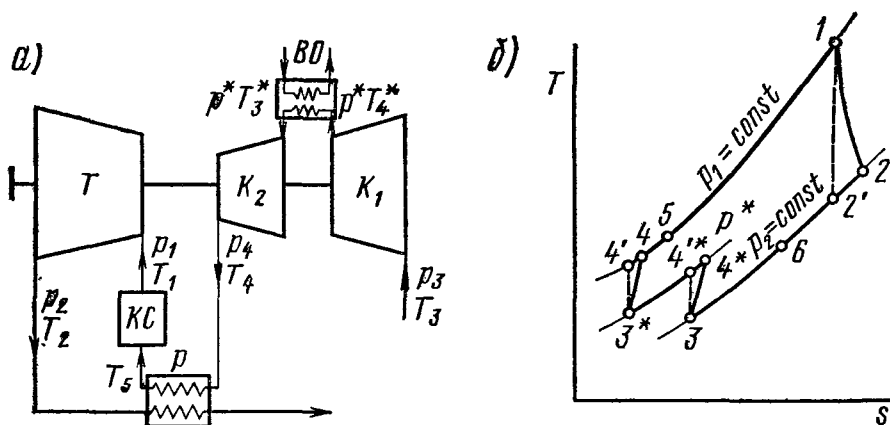


Рис. 2-7. ГТУ со ступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха

Чтобы приблизить процесс к изотермическому и тем самым уменьшить затрачиваемую работу, применяют ступенчатое сжатие с охлаждением воздуха после каждой ступени в промежуточных воздухоохладителях (холодильниках). Очевидно, чем больше будет таких ступеней с холодильниками, тем ближе к изотермическому станет процесс сжатия. Однако установка при этом будет все более сложной и дорогой и,

кроме того, будут возрастать потери за счет дополнительных гидравлических сопротивлений в воздушном тракте. Поэтому в ГТУ обычно применяется двухступенчатое и значительно реже — трех- и более ступенчатое сжатие.

На рис. 2-7, а, б соответственно представлены схема и цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха и регенерацией. Атмосферный воздух всасывается компрессором K_1 (см. рис. 2-7, а) и сжимается до давления p^* ; температура его при этом возрастает с T_3 до T_4^* . Затем он направляется в воздухоохладитель $ВО$, где охлаждается при постоянном давлении до температуры T_3^* , и далее поступает в компрессор K_2 , в котором сжимается до давления p_4 ; температура его повышается до T_4 . После этого воздух проходит через регенератор P , где подогревается от T_4 до T_5 и поступает в камеру сгорания $КС$.

Продукты сгорания из $КС$ при температуре T_1 и давлении p_1 направляются в турбину T , а после расширения в ней до p_2 , T_2 через регенератор P удаляются в атмосферу.

На $T-s$ -диаграмме (рис. 2-7, б) процесс сжатия воздуха в компрессоре K_1 с учетом внутренних потерь изображается линией $3-4^*$, а в компрессоре K_2 — линией 3^*-4 . Охлаждение воздуха в воздухоохладителе выражается линией 4^*-3^* . Все остальные процессы совершаются так же, как и в ГТУ с регенерацией.

Внутренний к.п.д. ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха и регенерацией

$$\eta_{i\text{охл}} = l_i/q_{\text{охл}} = [l_{0г}\eta_{0г} - (l_{0к1}/\eta_{к1} + l_{0к2}/\eta_{к2})]/q_{\text{охл}}, \quad (2-50)$$

где l_i — внутренняя полезная работа ГТУ, равная разности между работой турбины и работой, затрачиваемой на сжатие воздуха в компрессорах K_1 и K_2 ; $q_{\text{охл}}$ — удельное количество тепла, подведенного к камере сгорания; $l_{0к1}$, $\eta_{к1}$ и $l_{0к2}$, $\eta_{к2}$ — работа изоэнтروпийного сжатия и к.п.д. соответственно первого и второго компрессоров; $l_{0г}$ и $\eta_{0г}$ — соответственно работа изоэнтропийного расширения в турбине и к.п.д. турбины.

В соответствии с $T-s$ -диаграммой (см. рис. 2-7, б) работа изоэнтропийного сжатия в компрессорах K_1 и K_2 :

$$l_{0к1} = c_p (T_4^* - T_3) = c_p T_3 (T_4^*/T_3 - 1); \quad (2-51)$$

$$l_{0к2} = c_p (T_4 - T_3^*) = c_p T_3^* (T_4/T_3^* - 1). \quad (2-52)$$

Обозначим степень повышения давления в первом и втором компрессорах соответственно β_1 и β_2 :

$$\beta_1 = p^*/p_3, \quad \beta_2 = p_4/p^*, \quad (2-53)$$

где p_3 — давление перед компрессором K_1 ; p^* — давление в промежуточном воздухоохладителе между компрессорами K_1 и K_2 ; p_4 — давление после компрессора K_2 .

Так как для точек 3 и 4^* , а также 3^* и 4 , лежащих на линиях изоэнтропийного сжатия, можно записать

$$T_4^*/T_3 = (p^*/p_3)^m = \beta_1^m \quad \text{и} \quad T_4/T_3^* = (p_4/p^*)^m = \beta_2^m, \quad (2-54)$$

то после подстановки (2-54) в (2-51) и (2-52) имеем:

$$l_{ок1} = c_p T_3 (\beta_1^m - 1); \quad (2-55)$$

$$l_{ок2} = c_p T_3^* (\beta_2^m - 1). \quad (2-56)$$

Работа изэнтропийного расширения в турбине $l_{от}$ и удельное количество подводимого тепла $q_{охл}$:

$$l_{от} = c_p (T_1 - T_2') = c_p T_1 (1 - 1/\beta^m), \quad (2-57)$$

$$q_{охл} = c_p (T_1 - T_5) = c_p T_1 (1 - T_5/T_1) (1/\gamma_{к.с}^T), \quad (2-58)$$

где $\beta = p_4/p_3 = \beta_1\beta_2$ — общая степень повышения давления в установке.

Подставив найденные из (2-55), (2-56), (2-57), (2-58) значения в (2-50), получим выражение внутреннего к.п.д.:

$$\eta_{iохл} = \frac{(1 - 1/\beta^m) \eta_{oi} - [(1/\tau \eta_{к1}) (\beta_1^m - 1) + (1/\tau' \eta_{к2}) (\beta_2^m - 1)]}{1 - T_5/T_1} \gamma_{к.с}^T, \quad (2-59)$$

где $\tau = T_1/T_3$ и $\tau' = T_1/T_3^*$,

или после соответствующих преобразований знаменателя

$$\eta_{iохл} = \frac{(1 - 1/\beta^m) \eta_{oi} - [(1/\tau \eta_{к1}) (\beta_1^m - 1) + (1/\tau' \eta_{к2}) (\beta_2^m - 1)]}{1 - R [1 - \eta_{oi} (1 - 1/\beta^m)] - (1 - R) (1/\tau') [1 + (1/\eta_{к2}) (\beta_2^m - 1)]} \gamma_{к.с}^T, \quad (2-60)$$

где R — степень регенерации.

Из анализа (2-60) следует, что к.п.д. ГТУ повышается при увеличении τ и τ' , т. е. при повышении начальной температуры газа T_1 и при снижении температуры воздуха T_3 и T_3^* перед компрессорами. К.п.д. установки возрастает также при увеличении степени регенерации R и к.п.д. турбомашин η_{oi} , $\eta_{к1}$ и $\eta_{к2}$.

Величина $\eta_{iохл}$ имеет максимум при вполне определенных оптимальных значениях β и β_1 . Влияние степени повышения давления β на $\eta_{iохл}$ показано зависимостями $\eta_{iохл} = f(\beta)$ на рис. 2-8, построенными для различных значений R по (2-60). При построении кривых принято $\beta_1 = \beta_2$; $\tau = \tau' = 3,55$; $\eta_{oi} = 0,88$; $\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,85$. Для сравнения показаны пунктиром кривые $\eta_i = f(\beta)$ для тех же значений R , τ , τ' , η_{oi} , $\eta_{к1}$ и $\eta_{к2}$, но для ГТУ без промежуточного охлаждения. Из сравнения кривых видно, что с введением промежуточного охлаждения к.п.д. установки повышается, причем тем значительно, чем больше степень регенерации. Кроме того, анализ (2-60) показывает, что введение промежуточного охлаждения вызывает значительное увеличение оптимальной степени повышения давления $\beta_{опт}$ и сниже-

ние удельного расхода газа в установке. В результате этого создаются условия для повышения единичной мощности ГТУ.

Повышение экономичности, снижение удельного расхода газа, а следовательно, увеличение единичной мощности могут быть достиг-

нуты также при помощи ступенчатого сжигания топлива в камерах сгорания, расположенных последовательно по ходу газа между турбинами. В этом случае процесс расширения приближается к изотермическому, а это приводит к увеличению располагаемой работы турбины. На рис. 2-9, а, б показаны соответственно схема и цикл ГТУ с регенерацией и двухступенчатым сжиганием топлива (промежуточным подогревом газа).

Воздух из компрессора *K* (см. рис. 2-9, а) проходит через регенератор *P* и при давлении p_4 и температуре T_5 поступает в первую камеру сгорания *KC*₁. Из

нее продукты сгорания с температурой T_1 при давлении p_1 направляются в первую турбину *T*₁, где они расширяются до p_1^* и T_2^* . Отработавшие в *T*₁ газы поступают во вторую камеру сгорания *KC*₂, в которой за счет дополнительного сжигания топлива их температура повышается до T_1^* . Вследствие большого коэффициента избытка воздуха в *KC*₁ топливо в *KC*₂ сжигается без дополнительной подачи воздуха. Продукты сгорания из *KC*₂ поступают во вторую турбину *T*₂, в которой расширяются до p_2 и T_2 и затем через регенератор *P* удаляются в атмосферу.

Цикл установки показан в *T*—*s*-диаграмме на рис. 2-9, б. Линии изображают: 3—4 — сжатие воздуха в компрессоре *K*; 4—5 — подо-

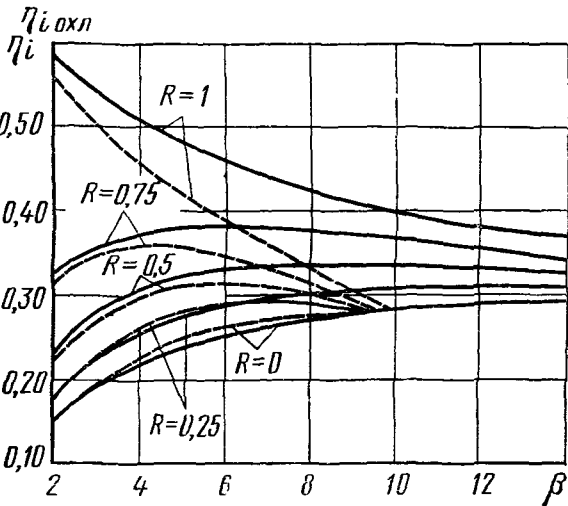


Рис. 2-8. Внутренний к. п. д. ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха в зависимости от степени повышения давления β для различных значений *R*

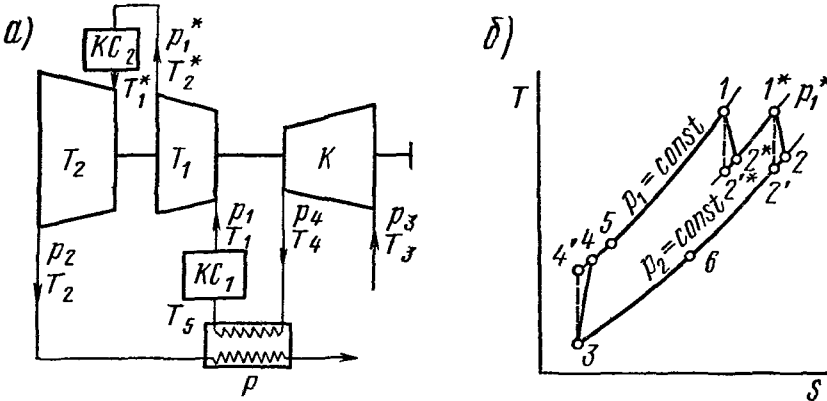


Рис. 2-9. ГТУ со ступенчатым сжиганием

грев воздуха в регенераторе P ; $5-1$ — подвод тепла в первой камере сгорания $KС_1$; $1-2^*$ — расширение газа в первой турбине $T1$; 2^*-1^* — подвод тепла во второй камере сгорания $KС_2$; 1^*-2 — расширение газа во второй турбине $T2$; $2-6$ — отдача тепла газом в регенераторе P ; $6-3$ — отвод тепла с отработавшим газом в атмосферу (условное замыкание цикла).

Внутренний к.п.д. ГТУ с промежуточным подогревом и регенерацией

$$\eta_{i\text{под}} = \frac{l_i}{q_{п1} + q_{п2}} = \frac{\eta_{0i1}l_{0т1} + \eta_{0i2}l_{0т2} - l_{0к}/\eta_k}{q_{п1} + q_{п2}}, \quad (2-61)$$

где l_i — внутренняя полезная работа ГТУ; $q_{п1}$ и $q_{п2}$ — удельное количество тепла, подведенного в первой и второй камерах сгорания; $l_{0т1}$, η_{0i1} и $l_{0т2}$, η_{0i2} — работа изоэнтروпийного расширения и к.п.д. соответственно первой и второй турбин; $l_{0к}$ и η_k — работа изоэнтروпийного сжатия и к.п.д. компрессора.

В соответствии с рис. 2-9, б формулу (2-61) можно записать

$$\eta_{i\text{под}} = \frac{\eta_{0i1}c_p(T_1 - T_2'^*) + \eta_{0i2}c_p(T_1^* - T_2') - (1/\eta_k)c_p(T_4' - T_3)}{c_p(T_1 - T_5) + c_p(T_1^* - T_2')} \quad (2-62)$$

С помощью преобразований (2-62) можно привести к виду

$$\eta_{i\text{под}} = \frac{\eta_{0i1}(1 - \sigma_1^{-m}) + \eta_{0i2}\tau_1(1 - \sigma_2^{-m}) - (1/\tau\eta_k)(\sigma^m - 1)}{\tau_1 - (1 - R)[1 + (1/\eta_k)(\sigma^m - 1)]/\tau - R\tau_1[1 - \eta_{0i2}(1 - \sigma_2^{-m})] + \dots \rightarrow} \dots \rightarrow \frac{1}{1 + \eta_{0i1}(1 - \sigma_1^{-m})}, \quad (2-63)$$

где R — степень регенерации; $\tau = T_1/T_3$ — степень повышения температуры в цикле; $\tau_1 = T_1^*/T_1$ — отношение абсолютных температур перед первой и второй турбинами; $\sigma_1 = p_1/p_1^*$ — степень расширения газов в первой турбине; $\sigma_2 = p_1^*/p_2$ — степень расширения во второй турбине; p_1^* — давление за первой турбиной; $\sigma = \sigma_1\sigma_2$ — общая степень расширения, равная степени повышения давления в компрессоре

$$\sigma = p_1/p_2 = \beta.$$

Из анализа (2-63) следует, что внутренний к.п.д. ГТУ с промежуточным подогревом увеличивается с ростом T_1 , T_1^* , R , η_{0i1} , η_{0i2} , η_k и уменьшением T_3 . А при заданных значениях этих величин $\eta_{i\text{под}}$ достигает максимума при вполне определенных оптимальных значениях степени повышения давления в компрессоре $\beta_{\text{опт}}$ и степени расширения (понижения давления) в первой $\sigma_{1\text{опт}}$ или второй $\sigma_{2\text{опт}}$ турбинах.

На рис. 2-10 показаны кривые зависимости к.п.д. ГТУ с промежуточным подогревом от степени повышения давления $\eta_{i\text{под}} = f(\beta)$ для

различных значений R . При построении было принято: $\tau = 3,55$; $\tau_1 = 1$; $\sigma_1 = \sigma_2$; $\eta_{oi1} = \eta_{oi2} = 0,87$; $\eta_k = 0,86$.

Из сравнения этих кривых с кривыми к.п.д. простейшей ГТУ (пунктирные на рис. 2-10), построенными по тем же исходным данным, можно отметить, что промежуточный подогрев газа повышает к.п.д. установки, особенно при больших степенях регенерации R . Кроме того, он вызывает сильное увеличение оптимальной степени повыше-

ния давления в компрессоре $\beta_{\text{опт}}$ и снижение удельного расхода газа.

Из рассмотрения цикла ГТУ с промежуточным подогревом газа явствует, что чем больше ступеней подогрева, тем ближе процесс расширения к изотермическому. Однако число ступеней промежуточного подогрева, так же как и промежуточного охлаждения, редко делают больше двух из-за значительного усложнения и удорожания установки. К тому же увеличение числа промежуточных ступеней подогрева и охлаждения больше двух дает уже менее существенное повышение к.п.д. ГТУ.

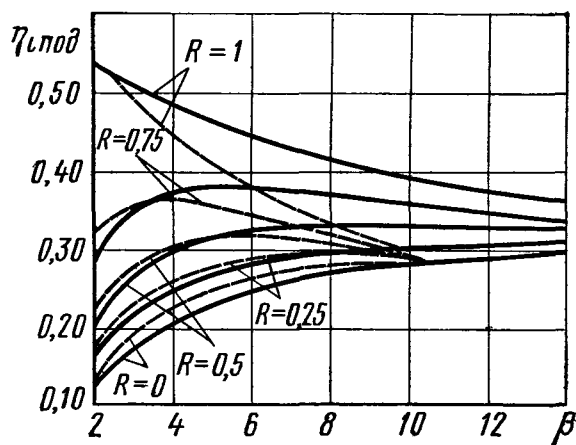


Рис. 2-10. Внутренний к. п. д. ГТУ с промежуточным подогревом газа в зависимости от степени повышения давления β для различных значений R

В практике газотурбостроения при создании мощных ГТУ нередко применяют одновременно промежуточное охлаждение воздуха и промежуточный подогрев газа. Такая комбинация, несмотря на усложнение схемы установки, позволяет не только более значительно повысить к.п.д., но и еще в большей степени увеличить оптимальную степень повышения давления и уменьшить удельный расход газа по сравнению с ГТУ, в которых применено только промежуточное охлаждение или только промежуточный подогрев. А в итоге все это дает возможность резко увеличить единичную мощность ГТУ.

§ 2-6. Сложные и многовальные ГТУ

В настоящее время существует тенденция к увеличению на электрических станциях единичной мощности турбин, так как это позволяет значительно снизить капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Необходимость в агрегатах большой мощности имеет место также и в судостроении.

Но если единичная мощность паровых турбин сейчас доведена уже до 800 МВт и более, то мощность ГТУ не превышает еще и 100 МВт. Это объясняется следующим образом. Срабатываемый в газовой турбине теплоперепад в 3—5 раз меньше, чем в паровой, поэтому для получения одинаковой мощности нужно соответственно увеличить ве-

совой, а при равных давлениях — и объемный расход газа, что требует большей высоты лопаток, особенно первых ступеней.

Но, как известно, напряжения в рабочих лопатках турбин возрастают с увеличением их высоты и числа оборотов турбины. Таким образом, высота лопаток и число оборотов ограничивают единичную мощность турбин. Однако в отличие от паровых турбин, у которых предельная единичная мощность лимитируется высотой лопаток последней ступени, в газовых турбинах эта мощность в ряде случаев может ограничиваться высотой лопаток первой ступени, так как именно эти лопатки работают при наиболее высокой температуре, в самых тяжелых условиях и поэтому в них допускаются значительно более низкие напряжения, чем в лопатках других ступеней. Значительное повышение предельной мощности у турбин достигается за счет применения лопаток переменного по высоте сечения, что позволяет снизить усилия от действия центробежных сил по сравнению с лопатками постоянного сечения. Следует также отметить, что при активном облопачивании предельная мощность может быть почти в два раза большей, чем у реактивных турбин. Однако при этом нужно помнить, что реактивные турбины благодаря их более высокой экономичности и ряду других преимуществ часто бывают предпочтительнее, чем активные, особенно для больших мощностей.

Наиболее просто вопрос повышения единичной мощности решается в замкнутых ГТУ (см. § 2-7). Там это достигается путем соответствующего увеличения давления, а следовательно, и весового расхода газа, циркулирующего в замкнутом контуре. Так, например, если увеличить давление газа перед компрессором в 10 раз, то при неизменных температурах цикла, степени повышения давления и при тех же самых размерах проточной части турбины и компрессора мощность установки тоже возрастает приблизительно в 10 раз.

С целью увеличения мощности, а также экономичности открытых ГТУ в настоящее время применяются сложные и многовальные схемы, в которых осуществляются ступенчатое сжатие воздуха, ступенчатый подогрев газа, регенерация и т. д. В свою очередь мощность этих ГТУ лимитируется пропускной способностью компрессора. При ступенчатом сжатии это будет компрессор низкого давления.

Необходимость в сложных и многовальных схемах вызвана также еще и другим весьма важным обстоятельством, а именно: они дают возможность повысить экономичность ГТУ и особенно при работе на частичных нагрузках. Это наглядно видно из рис. 2-11, где представлены кривые изменения относительного к.п.д. в зависимости от величины нагрузки N_s , выраженной в процентах, для трех различных типов ГТУ; здесь η — к.п.д., соответствующие различным значениям частичной нагрузки, а η^n — к.п.д. при полной нагрузке. Нетрудно заметить, что слабее всего снижается к.п.д. при уменьшении нагрузки у ГТУ замкнутого типа (кривая 3), в которой мощность регулируется изменением весового расхода газа при неизменной температуре его перед турбиной. Наиболее резко снижается к.п.д. при уменьшении нагрузки у простейшей одновальной ГТУ открытого типа (кривая 1). Происходит это потому, что мощность в установках дан-

ного типа регулируется только изменением расхода топлива. В связи с этим на частичных нагрузках соответственно снижается начальная температура газа перед турбиной, а это уменьшает к.п.д. цикла. Значительно в меньшей степени к.п.д. снижается у двухвальной установки открытого типа (кривая 2), что позволяет сделать вывод о целесообразности применения многовальных ГТУ во всех случаях, когда по условиям эксплуатации установке большую часть времени приходится работать на частичных нагрузках.

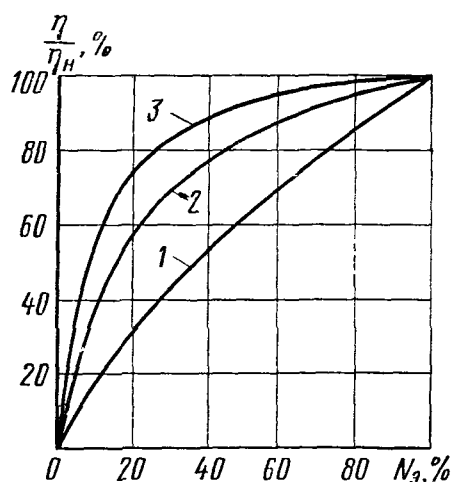


Рис. 2-11. Изменение относительного к. п. д. ГТУ в зависимости от нагрузки у трех типов установок

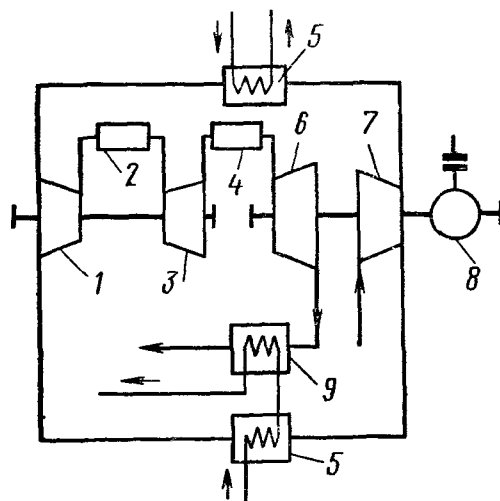


Рис. 2-12. Тепловая схема установки ГТ-100-750-2

Пожалуй, наиболее простая схема из многовальных ГТУ у двухвальной установки, часто называемой установкой «с разрезным валом». В ней турбина разделена на две части. Одна часть, обычно высокого давления, служит приводом компрессора и может работать с переменным числом оборотов. Вторая часть работает со строго постоянным числом оборотов и только на электрогенератор. Регулирование в ГТУ этого типа осуществляется не только путем изменения расхода топлива, но и за счет изменения расхода воздуха, подаваемого компрессором. Такой метод позволяет значительно меньше снижать начальную температуру газа при работе на частичных нагрузках и тем самым поддерживать к.п.д. цикла на более высоком уровне. Правда, за счет разделения турбины на две части несколько снижается к.п.д. установки на номинальном режиме. В схему установки «с разрезным валом» можно добавить регенератор, а, как уже отмечалось в § 2-4, применение регенерации даже в одновальных ГТУ уже само по себе повышает экономичность на частичных нагрузках.

Характерным примером сложной многовальной ГТУ может служить самая мощная сейчас в мире установка ГТ-100-750-2 ЛМЗ. Установка эта двухвальная, предназначена для привода электрогенератора мощностью 100 000 кВт. Тепловая схема ГТ-100-750-2 относи-

тельно проста (рис. 2-12), однако она содержит в себе почти все основные элементы сложной ГТУ, с помощью которых и была достигнута такая высокая мощность при сравнительно хорошей экономичности. В этой ГТУ нет регенератора, но в установке использовано двухступенчатое сжатие воздуха с промежуточным его охлаждением. Компрессор низкого давления 7 приводится во вращение со скоростью 3000 об/мин сидящей на одном с ним валу турбиной низкого давления 6, которая вращает также и электрогенератор 8. Атмосферный воздух сжимается в компрессоре 7 до давления 4,22 бар. Производительность компрессора равна 435 кг/с, а к.п.д. его составляет 88%. Сжатый воздух направляется через охлаждаемый водой двухсекционный воздухоохладитель 5 (на рис. 2-12 секции воздухоохладителя 5 показаны разнесенными по схеме) в компрессор высокого давления 1, где дополнительно сжимается до 25,5 бар, и после этого поступает в камеру сгорания высокого давления 2. Компрессор высокого давления вращается со скоростью 4100 об/мин турбиной высокого давления 3, которая установлена на одном с ним валу и передает ему всю свою мощность. Кроме промежуточного охлаждения воздуха установка имеет еще и промежуточный подогрев рабочего газа (двухступенчатое сгорание). Для этого кроме камеры сгорания высокого давления 2 между газовыми турбинами 6 и 3 установлена камера сгорания низкого давления 4. Температура газа перед обеими турбинами на номинальном режиме поддерживается на уровне 1020 К, к.п.д. установки при этом достигает 28%.

Так как ГТ-100-750-2 не имеет регенератора, то, для того чтобы использовать тепло отработавших в турбине низкого давления 6 газов, перед выпуском их в атмосферу предусмотрена установка теплофикационного подогревателя 9. Для повышения эффективности теплофикационного подогревателя сетевая вода предварительно пропускается через одну секцию воздухоохладителя 5.

Применение двухступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением и промежуточного подогрева газа позволило обеспечить большую по величине общую степень повышения давления в установке $\beta = 26$ и получить при относительно высоком к.п.д. ее большую единичную мощность. Соответствующее дополнительное увеличение мощности ГТУ в целом было достигнуто также и за счет того, что установка ГТ-100-750-2 выполнена двухвальной. Она рассчитана для работы на природном газе и жидких сортах топлива: соляре, газотурбинном малосернистом дистилляте и малосернистом мазуте. Конструктивное устройство ГТ-100-750-2 рассматривается в § 2-16.

§ 2-7. Замкнутые ГТУ

Принципиальная схема замкнутой ГТУ показана на рис. 2-13. Как можно видеть, отработавший в турбине 3 газ после регенератора 12 не удаляется в атмосферу, как в ГТУ открытого типа, а направляется в охладитель 4. Там он охлаждается до начальной температуры цикла T_1 , при этом давление его снижается до p_1 . Охладитель 4 представляет собой теплообменник поверхностного типа, в котором ох-

охлаждающей средой служит обычно вода. С точки зрения термодинамики, охладитель 4 выполняет роль теплоприемника. Охлажденный газ поступает далее в компрессор 5, где сжимается от давления p_1 до p_2 , за счет чего температура его повышается с T_1 до T_2 . После компрессора 5 газ направляется в регенератор 12, в котором подогревается до температуры T_3 ; давление его вследствие гидравлических потерь несколько снижается от p_2 до p_3 .

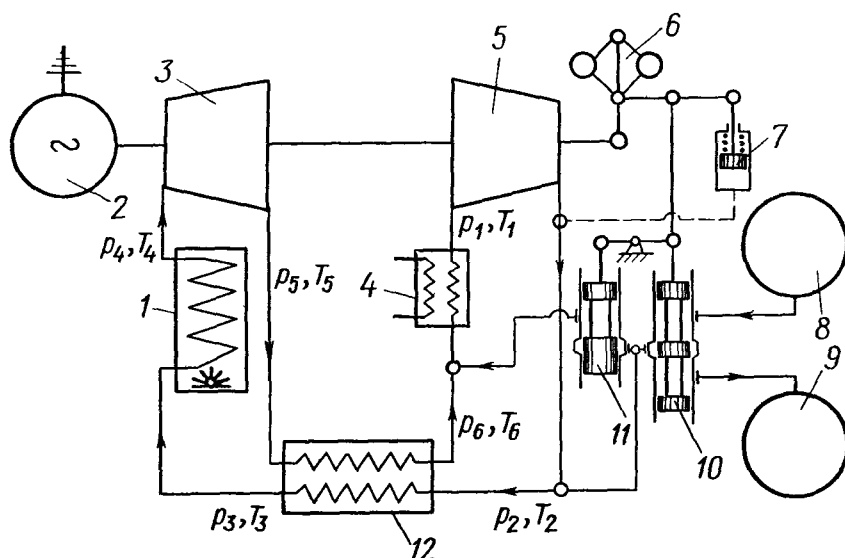


Рис. 2-13. Принципиальная схема замкнутой ГТУ

В замкнутых ГТУ вместо камеры сгорания устанавливается нагреватель 1, в котором рабочее тело (газ или воздух) пропускается внутри трубок. Снаружи эти трубки нагреваются за счет тепла, выделяющегося при сжигании топлива в топке, которая по принципу работы схожа с топкой паровых котлов. Благодаря сходству нагреватель замкнутых ГТУ иногда называют еще «воздушным котлом». В нагревателе 1 температура рабочего газа резко возрастает до T_4 , а давление, опять-таки за счет гидравлических потерь, снижается до p_4 . С этими параметрами газ поступает в турбину 3, где, совершая работу, расширяется до давления p_5 ; температура его при этом падает до T_5 . Турбина 3 вращает компрессор 5, а избыточную часть своей мощности отдает на привод электрогенератора 2.

Так как температура отработавшего газа еще достаточно высока, то после турбины он направляется в регенератор 12, где отдает часть тепла на подогрев газа, движущегося из компрессора 5 в нагреватель 1. И только после регенератора газ с параметрами $T_6 < T_5$, $p_6 < p_5$ вновь поступает в охладитель 4. Затем цикл снова повторяется.

Нетрудно заметить, что в замкнутой ГТУ циркулирует одно и то же весовое количество рабочего тела, если не считать незначительной по величине утечки газа из контура через различные неплотности, которая автоматически восполняется из аккумулятора высокого давления 8.

Мощность установки регулируется изменением давления газа в ее контуре при сохранении практически неизменными степени повышения давления, а также наименьшей и наибольшей температуры газа. Следовательно, без изменений остаются тепловые перепады в турбине и компрессоре, а также треугольники скоростей и внутренние к.п.д. турбомашин.

Рассмотрим этот способ регулирования. При увеличении нагрузки число оборотов турбины 3 уменьшается, в результате чего центробежный регулятор 6 перемещает регулирующий орган 10 вниз (см. рис. 2-13). Тем самым он сообщает аккумулятор высокого давления 8 с контуром ГТУ. При этом давление газа, циркулирующего в контуре, а следовательно, и весовой расход его возрастают. Мощность ГТУ увеличивается пропорционально росту весового расхода газа. При уменьшении нагрузки вследствие увеличения числа оборотов турбины грузы регулятора 6 расходятся и перемещают регулирующий орган 10 вверх. В этом случае часть газа из контура ГТУ перетекает в аккумулятор низкого давления 9. В результате давление в контуре, а значит, и весовой расход циркулирующего газа уменьшаются, что приводит к снижению мощности установки.

В связи с тем что скорость регулятора 6 изменяется в зависимости от нагрузки в пределах неравномерности регулирования, то, для того чтобы регулирующий орган 10 в положении равновесия был закрыт, установлен регулятор давления 7. В рассматриваемой ГТУ каждой нагрузке соответствует определенное давление газа в контуре, в том числе и после компрессора 5 (область высокого давления). Поэтому при каждой нагрузке регулятор давления 7, а значит, и муфта регулятора скорости 6 будут находиться в каком-то вполне определенном положении.

При небольших временных колебаниях нагрузки часть сжатого газа перепускается из области высокого давления ГТУ непосредственно в область низкого давления, минуя аккумуляторы, клапаном 11, действующим также от регулятора 6. Это сделано для того, чтобы уменьшить расход газа из аккумулятора высокого давления 8.

Аккумулятор высокого давления 8 пополняется с помощью небольшого вспомогательного компрессора, перекачивающего в него газ из аккумулятора низкого давления 9 так, чтобы давление в нем было всегда несколько выше, чем в области высокого давления установки при максимальной нагрузке.

Замкнутые ГТУ по сравнению с открытыми обладают следующими преимуществами:

1. Благодаря отсутствию в циркулирующем газе веществ, вызывающих коррозию и эрозию лопаточного аппарата, значительно повышается надежность и долговечность турбины.

2. Замкнутые ГТУ могут работать на любых видах топлива, в том числе на твердом и на тяжелых сортах жидкого топлива (мазутах), содержащих серу, ванадий и другие вредные примеси.

3. Замкнутые ГТУ могут успешно работать на атомной энергии совместно с газовым атомным реактором.

4. Путем повышения начального давления газа перед компрессо-

ром можно в широких пределах увеличивать его весовой расход в ГТУ. А это дает возможность либо в соответствующее число раз увеличить единичную мощность установки, либо же при неизменной мощности значительно снизить вес ее, прежде всего за счет уменьшения поверхности теплообменников, размеров газовой турбины и диаметров трубопроводов.

5. В связи с тем что в замкнутых ГТУ мощность регулируется изменением давления газа в контуре, к.п.д. установки на различных режимах нагрузки в широком диапазоне остается почти неизменным.

6. В замкнутых ГТУ в качестве рабочего тела кроме воздуха можно использовать любые газообразные вещества, либо обладающие лучшими теплофизическими свойствами, либо позволяющие сделать цикл установки более совершенным и выгодным с термодинамической стороны, либо имеющие какие-то другие ценные достоинства. Примером тому может служить гелий, который обладает лучшими теплофизическими свойствами, чем воздух, но он значительно дороже и отличается огромной текучестью. Однако то обстоятельство, что гелий при прохождении через атомный реактор не становится радиоактивным, является решающим в деле использования его в качестве теплоносителя в атомных установках с газовыми реакторами [7].

В настоящее время ведутся работы по созданию замкнутых ГТУ, работающих совместно с высокотемпературными газоохлаждаемыми атомными реакторами. Разработано большое число проектов у нас в стране и за рубежом. Установлено, что ГТУ этого типа являются чрезвычайно перспективными, так как обладают существенными преимуществами по сравнению с паротурбинными атомными установками. Так, они экономичнее, более компактны и требуют значительно меньших капиталовложений. Но на сегодняшний день постройка атомных ГТУ упирается в целый ряд еще не разрешенных технических задач.

Наряду с отмеченными достоинствами замкнутые ГТУ по сравнению с установками открытого типа отличаются большей сложностью и громоздкостью. Вместо малогабаритной камеры сгорания у них имеется громоздкий «воздушный котел», соразмерный при одинаковой мощности установок с паровым котлом. Кроме того, в ГТУ дополнительно появляется воздухоохладитель, поверхность охлаждения которого также соразмерна с поверхностью конденсатора паротурбинной установки. Вследствие указанных причин замкнутые ГТУ до сих пор не нашли широкого распространения. Область их применения ограничивается в основном работой на мазуте и твердом топливе: каменном угле и торфе. Наиболее известны ГТУ замкнутого типа производства швейцарской фирмы «Эшер-Висс», которая много лет специализируется в этом направлении.

В 1960 г. на ГРЭС № 4 Мосэнерго была запущена замкнутая ГТУ М-56 мощностью 10 000 кВт, построенная фирмой «Эшер-Висс» для Советского Союза. Топливом для установки служит угольная пыль Подмосковского бассейна. Наряду с производством электроэнергии установка может давать до 32,5 ГДж/ч тепла в виде горячей воды для теплофикационных нужд [7].

§ 2-8. ГТУ с поршневыми камерами сгорания, парогазовые установки

Газовые турбины в настоящее время нашли исключительно широкое применение в качестве привода нагнетателей в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) с наддувом, а также в различных схемах комбинированных турбопоршневых двигателей. Все большее распространение получают и энергетические установки, в которых газовая турбина работает совместно со свободно-поршневым генератором газа

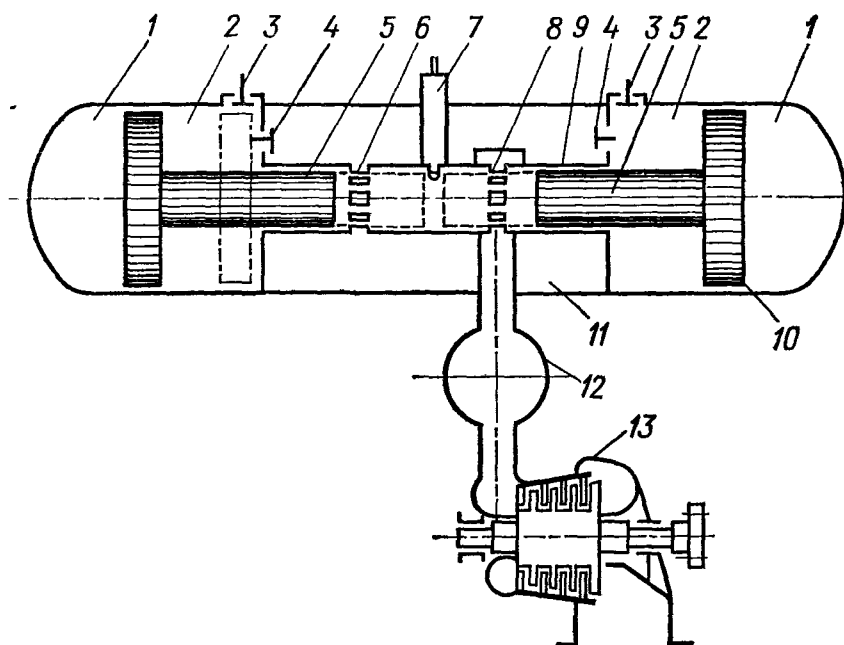


Рис. 2-14. Принципиальная схема ГТУ с СПГГ

(СПГГ). В этих установках удачно сочетаются положительные качества турбины (меньшие вес и габариты, способность работать с большим числом оборотов и т. д.) с высокой экономичностью ДВС.

Принципиальная схема ГТУ с СПГГ изображена на рис. 2-14. Роль компрессора и одновременно камеры сгорания выполняет СПГГ, который по принципу действия напоминает двухтактный дизель высокого наддува с противоположно движущимися поршнями. Поршни 10 компрессоров при движении навстречу друг другу сжимают воздух и вытесняют его из полостей 2 через клапаны 4 в продувочный ресивер 11. Оттуда через продувочные окна 6 воздух поступает в «дизельный» цилиндр 9 сначала для продувки его, а затем для наполнения свежим зарядом. Когда поршни 5 сблизятся и займут почти крайнее относительно друг друга положение, в цилиндр 9 через форсунку 7 впрыскивается топливо. Так же, как и в дизеле, оно самовоспламеняется от сжатия. Вследствие расширения газов в цилиндре 9 при сгорании топлива поршни 5 начинают расходиться в противоположные стороны. При этом поршни 10, жестко связанные с поршнями 5, сжи-

мают воздух в буферных полостях 1. Одновременно через клапаны 3 всасывается атмосферный воздух в компрессорные полости 2. Далее, как только поршень 5 откроет выпускные окна 8, газы из «дизельного» цилиндра 9 выпускаются в уравнительный ресивер 12, а из него смесь газов с продувочным воздухом при температуре $720\div 870$ К направляется в турбину 13. Развиваемая турбиной мощность почти целиком отдается потребителю. Для перемещения поршней снова навстречу друг к другу используется энергия сжатого воздуха, находящегося в буферных полостях 1. И таким образом весь рабочий процесс повторяется.

Согласованность перемещения правой и левой поршневых групп обеспечивается специальным синхронизирующим механизмом. Число двойных ходов (циклов) в минуту регулируется изменением подачи топлива.

Газотурбинные установки с СПГГ имеют к.п.д. примерно $30\div 35\%$. Высокая их экономичность объясняется большим перепадом температур, с которым осуществляется рабочий процесс. Высшей является температура сгорания топлива в «дизельном» цилиндре ($T_z \approx 2000$ К), а низшей — температура газов, выпускаемых из турбины.

В ГТУ с открытыми камерами сгорания, чтобы снизить температуру продуктов сгорания с $1800\div 2300$ К до допустимой температуры газов перед турбиной T_1 , приходится специально увеличивать коэффициент избытка воздуха до $\alpha = 4\div 8$, для чего требуется соответствующее увеличение производительности компрессора, а следовательно, и мощности, затрачиваемой на его привод. В СПГГ необходимое снижение температуры газов достигается в результате их расширения в «дизельном» цилиндре. При этом за счет этого поршни совершают полезную работу — сжатие воздуха в поршневых компрессорах до заданного давления. Относительно низкая температура газа перед турбиной $720\div 870$ К, которая получается вследствие расширения в «дизельном» цилиндре и добавления продувочного воздуха, дает возможность упростить конструкцию турбины, применить для ее изготовления менее жаропрочные и дефицитные материалы, а также позволяет увеличить надежность и долговечность ее работы.

Газотурбинные установки с СПГГ применяются на некоторых судах, локомотивах и на стационарных объектах различного назначения.

Основным недостатком ГТУ с СПГГ является определенная сложность и недоработанность самого СПГГ. Это существенно снижает надежность и долговечность работы установок данного типа, а в итоге ограничивает темпы и масштаб их внедрения.

Стремление повысить технико-экономические показатели энергетических установок путем рационального сочетания особенностей парового и газотурбинного циклов привело к созданию парогазовых установок (ПГУ).

У нас в стране большие работы в данном направлении начиная с 1945 г. были проведены Центральным научно-исследовательским котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова (ЦКТИ). В результате этого к настоящему времени создан ряд комбинированных паро-

газовых установок мощностью $12 \div 200$ МВт с высоконапорными парогенераторами производительностью $50 \div 500$ т/ч. ПГУ с парогенераторами 50 и 120 т/ч уже ряд лет находятся в стадии промышленной эксплуатации. Накопленный опыт показал их высокую эффективность и надежность при работе на газообразном топливе. Положительные результаты были получены и при эксплуатации установок на высокосернистом газотурбинном топливе с малым содержанием золы и примесей ванадия. Осваивается сжигание более тяжелых жидких топлив.

На рис. 2-15 представлена принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130 мощностью 200 МВт. Она состоит из следующего основного оборудования: высоконапорного парогенератора 10

производительностью $450 \div 500$ т/ч пара с давлением до 137 бар и температурой $570/570^\circ \text{C}$; паровой турбины 16 на параметры пара 127,5 бар и $565/565^\circ \text{C}$; газотурбинного агрегата 2 мощностью $35 \div 50$ МВт на параметры газа 6,38 бар и 770°C . Паровая турбина работает в комплекте с электрогенератором 15 мощностью 165 МВт. Газовая турбина 2 вращает компрессор 1, а избыточную мощность отдает на электрогенератор 3.

Установка работает следующим образом. Атмосферный воздух сжимается в компрессоре 1 до давления $(5,9 \div 6,87)$ бар и направляется в парогенератор 10, куда подается газообразное или жидкое топливо. Топливо сгорает в парогенераторе при температуре около 2300 К, а на выходе из него температура продуктов сгорания снижается до 1040 К. Это происходит, как и в любом котле, за счет передачи тепла на нагрев воды и производство пара. Полученный в парогенераторе 10 перегретый пар с $p_0 = 127,5$ бар и $T_0 = 838$ К поступает в паровую турбину 16, где, расширяясь до глубокого вакуума, совершает работу и далее конденсируется в конденсаторе 14. Конденсат подается насосом 13 через паровые регенеративные подогреватели низкого давления 12, 7 и экономайзер третьей ступени 6 в деаэратор 11, где при давлении 5,9 бар происходит деаэрация воды. Из деаэратора вода забирается питательным насосом 8, прокачивается через регенеративный подогреватель высокого давления 9 и экономайзеры второй 5 и первой ступени 4, где нагревается до температуры кипения и затем подается в парогенератор 10. Таким образом, паровой цикл замыкается.

Газотурбинная часть установки работает по принципу открытой (разомкнутой) ГТУ. Продукты сгорания с $T_1 = 1040$ К из парогенера-

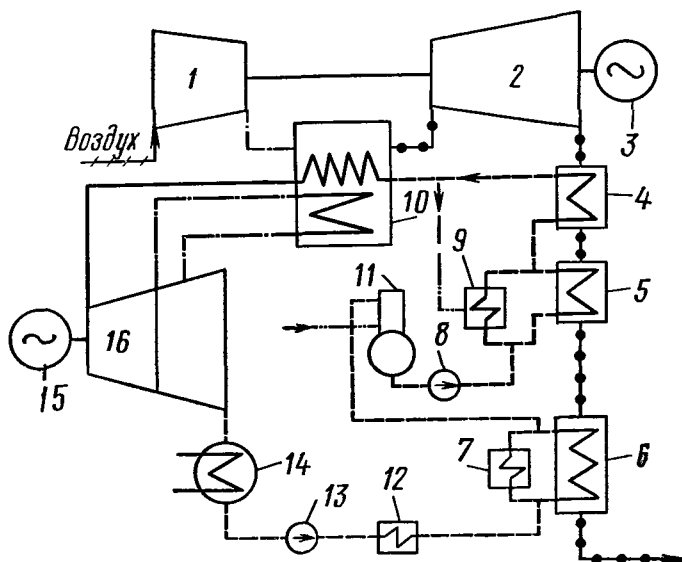


Рис. 2-15. Принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130

тора 10 поступают в газовую турбину 2 и расширяются там. Отработав в турбине, они пропускаются через экономайзеры 4, 5 и 6, где охлаждаются питательной водой до температуры ≈ 410 К и затем удаляются в атмосферу.

Парогазовые установки рассмотренного типа по сравнению с паросиловыми установками равной мощности и с одинаковыми параметрами пара позволяют снизить расход топлива на $6\div 8\%$. Так, к.п.д. (брутто) установки ПГУ-200-130 составляет почти 42%. Это объясняется следующим образом. Рассматриваемый парогазовый цикл, с точки зрения термодинамики, представляет собой бинарный цикл, состоящий из газовой и паровой ступеней. Так как в газовой ступени используется более высокая температура рабочего тела ($970\div 1100$ К), чем в современных паросиловых установках ($840\div 920$ К), средний температурный уровень подвода тепла в парогазовом цикле будет выше по сравнению с паровым циклом. В то же время паровая ступень в парогазовом цикле дает возможность в определенной степени использовать преимущества парового цикла, в котором температурный уровень отвода тепла в теплоприемник (конденсатор) близок к температуре окружающей среды ($298\div 303$ К). Поэтому к.п.д. парогазовой установки будет выше, чем к.п.д. газотурбинной и паросиловой установок каждой в отдельности. Кроме того, в установках типа ПГУ-200-130 используется тепло отработавших в турбине газов для подогрева питательной воды, поступающей в парогенератор. В результате уходящие в атмосферу газы имеют такую же низкую, как за обычным паровым котлом, температуру порядка 410 К, которая значительно ниже, чем в ГТУ, даже после регенератора.

В связи с тем что сжигание топлива в парогенераторе осуществляется под давлением порядка $6\div 7$ бар, значительно увеличиваются коэффициенты теплопередачи и теплонапряженность топочного объема. Благодаря этому в $2\div 3$ раза и более уменьшаются размеры поверхностей нагрева, а также вес и габариты парогенератора в целом по сравнению с обычным паровым котлом. А отсюда металлоемкость и стоимость парогенератора также уменьшаются.

Парогазовые установки, подобные рассмотренным, применяются и в зарубежных странах. Так, например, они изготавливаются швейцарской фирмой «Броун-Бовери» и известны под наименованием установок с «котлом Велокса». Имеется также и ряд других схем комбинированных парогазовых установок.

КОНСТРУКТИВНОЕ УСТРОЙСТВО ГАЗОВЫХ ТУРБИН И ГТУ

§ 2-9. Типы газовых турбин и особенности их лопаточного аппарата

Как уже было сказано, газовые турбины по принципу действия и по конструкции аналогичны паровым турбинам. В зависимости от направления потока газа в проточной части газовые турбины бывают также осевыми и радиальными. В осевых турбинах поток газа движется в конечном итоге вдоль оси вращения турбины, а в радиальных движение его происходит в основном в плоскости, перпендикулярной оси вращения. В свою очередь радиальные турбины подразделяются на центробежные, в которых газовый поток движется от периферии к центру, т. е. к оси вращения, и центробежные, если газовый поток движется от центра к периферии. Радиальные турбины имеют малую мощность и ограниченное применение. Они используются в основном для привода нагнетателей в поршневых двигателях внутреннего сгорания.

Как и паровые, газовые турбины разделяют на активные и реактивные. Причем активные газовые турбины бывают тоже и со ступенями скорости, и со ступенями давления. Однодисковые активные турбины с одной или несколькими ступенями скорости весьма часто выполняются с небольшой степенью реактивности, обычно составляющей 5÷15%. В многоступенчатых активных турбинах только первая ступень делается чисто активной. Все последующие ступени, начиная со второй, в большинстве случаев выполняются со степенью реактивности 10÷25%, которая обычно постепенно увеличивается от ступени к ступени.

Использование реактивности, в том числе и в активных турбинах, позволяет более равномерно распределить работу между ступенями, повышает к.п.д. турбины и создает условия для более целесообразного выполнения ее лопаточного аппарата.

В практике применяются газовые турбины, как одноступенчатые, так и многоступенчатые. Причем последние бывают с различным числом ступеней (2÷7 и более). При проектировании турбины число ступеней выбирается с учетом целого ряда факторов, важнейшими из которых являются назначение турбины, вид применяемого топлива и величина общего теплового перепада. Одноступенчатые турбины находят широкое распространение в тех случаях, когда размеры, вес и стоимость имеют первостепенное значение. С увеличением числа ступеней при прочих равных показателях усложняется конструкция турбины, возрастают ее размеры, вес и стоимость, но зато повышается к.п.д. проточной части. Исходя из этого крупные турбины, чаще всего стационарные, но в ряде случаев и транспортные, если экономия в расходе топлива у них стоит на первом плане, выполняются многоступенчатыми. Это позволяет использовать большие тепловые перепады при

высоких значениях к.п.д. В ГТУ, работающих на тяжелом топливе, приемлемый к.п.д. вообще может быть достигнут только при большом числе ступеней в турбинах. С другой стороны, в турбинах одноступенчатых и с малым числом ступеней использование активной первой ступени позволяет преобразовать в кинетическую энергию в одном направляющем аппарате сравнительно большой перепад тепла и тем самым резко снизить температуру газа перед рабочими лопатками. Благодаря этому при заданной исходя из условий надежности и долговечности температуре рабочих лопаток можно существенно повысить начальную температуру газа, что в определенной степени компенсирует более низкий к.п.д. турбины.

Основные отличительные особенности газовых турбин по сравнению с паровыми заключаются в следующем:

1. Газовые турбины работают при значительно более высокой начальной температуре. В связи с этим турбинные детали изготавливаются из специальных жаростойких сталей и сплавов, а в ряде случаев применяются соответствующие способы охлаждения лопаток и дисков турбин.

2. Газовая турбина работает при меньшем начальном давлении газа, а удельный объем его при расширении увеличивается в несколько десятков раз (всего примерно в $5 \div 20$ раз), тогда как удельный объем пара при расширении в паровой конденсационной турбине увеличивается в сотни раз. Вследствие этого разница между высотой лопаток первой и последней ступеней в газовых турбинах бывает значительно меньшей, чем в паровых.

3. Срабатываемый тепलोперепад в газовой турбине в $3 \div 5$ раз меньше, чем в паровой, благодаря чему число ступеней, а следовательно, и длина ее определенным образом сокращаются. Но зато для получения одинаковой мощности требуется соответственно обеспечить больший весовой, а значит, и объемный расход рабочего газа. В результате этого высота лопаток первых ступеней у газовой турбины получается больше, чем у паровой турбины равной мощности.

4. Для получения высокого к. п. д. установки газовые турбины по сравнению с паровыми требуют более тщательного исполнения их проточной части вообще и профилирования лопаток в особенности. Объясняется это тем, что при уменьшении относительного внутреннего к. п. д. η_{oi} газовой турбины на 1 % к. п. д. установки уменьшается на $2 \div 4$ % (см. §2-3), а не на 1 %, как это имело бы место в паротурбинной установке. Поэтому при проектировании проточной части вновь создаваемой турбины обычно проводятся большие исследовательские работы, связанные с продувкой ряда моделей. На основании этих работ определяются оптимальный вариант проточной части и конструкция корпуса турбины. Для уменьшения потерь рабочие лопатки газовых турбин при отношении среднего диаметра к высоте лопаток $d_{cp}/l_2 \leq 12 \div 14$, как правило, выполняются с изменяющимся по высоте профилем.

Расчет профилей закрученных (винтовых) лопаток производится теми же методами, которые применяются и для длинных лопаток паровых турбин (см. § 1-19).

§ 2-10. Конструкции основных деталей газовых турбин и материалы, применяемые для их изготовления

В связи с тем что рабочим и направляющим лопаткам, а также ротору газовых турбин приходится работать при высокой температуре нагрева, к материалам, применяемым для изготовления указанных деталей, предъявляются очень высокие требования. Так, применяемые материалы наряду с хорошими механическими свойствами должны обладать стойкостью к коррозии и большой прочностью при высоких температурах. Очень важным фактором в поведении материалов при высокой температуре является также *ползучесть*, которая выражается в виде непрерывно нарастающей пластической деформации, происходящей под действием постоянных напряжений. Чем больше напряжения в детали и выше температура, тем быстрее нарастает деформация ползучести. Значительная деформация деталей в большинстве случаев является недопустимой. Так, удлинение рабочих лопаток турбины вследствие ползучести может при небольших радиальных зазорах привести к задеваниям. В других случаях даже сравнительно невысокие напряжения, значительно меньшие предела текучести при обычной комнатной температуре, в результате нарастания пластической деформации могут стать причиной разрушения детали, работающей длительное время при высокой температуре. Во избежание этого необходимо выбирать напряжения такими, чтобы деформации в течение всего срока службы детали при заданной температуре не достигли опасного предела.

Применяемые для изготовления турбинных деталей материалы обычно принято разделять на три основные группы.

Первая группа предназначена для работы при температурах до $820\div 870$ К. К ней относятся углеродистые, мало- и среднелегированные стали в основном перлитного, а также мартенситного классов. Эти стали легко обрабатываются, имеют хорошие упругие и пластические свойства, позволяют улучшать свои характеристики с помощью термообработки. Их низкий коэффициент линейного расширения и хорошая теплопроводность дают возможность снизить термические напряжения в деталях и обеспечить более интенсивный теплоотвод. В качестве примера перлитных сталей можно привести хромоникель-молибденовую сталь ЭИ 395 и хромовольфрамомолибденованадиевую сталь ЭИ 415, применяющиеся для изготовления роторов, работающих при температуре до 820 К. Содержание молибдена $0,5\div 1\%$ в жаропрочных сталях оказывает благоприятное влияние на ползучесть, а добавка хрома резко увеличивает химическую стойкость стали против газовой коррозии, т. е. окислостойкость. В области более высоких температур ($820\div 870$ К) обычно применяются модифицированные нержавеющей стали мартенситного класса с высоким содержанием хрома (до 12%), имеющие в своем составе добавки молибдена, вольфрама, ванадия, ниобия или титана. Они обладают большей жаропрочностью и окислостойкостью, чем перлитные стали. Примером сталей мартенситного класса может служить сталь 15X12BMФ.

Вторая группа материалов применяется для работы в области температур до $920\div 970$ К. К ней относятся стали аустенитного класса, имеющие высокую окалиностойкость и сопротивляемость ползучести. Эти стали имеют большую жаропрочность и в большинстве своем легче поддаются сварке, чем стали перлитного класса. Но наряду с достоинствами аустенитные стали обладают рядом существенных недостатков, из-за которых применять их нежелательно во всех тех случаях, когда без особого ущерба могут быть использованы перлитные или мартенситные стали. К недостаткам аустенитных сталей относятся трудность их обработки, невозможность упрочнения методами термообработки, а также более высокий коэффициент линейного расширения и в $2\div 4$ раза более низкий коэффициент теплопроводности, чем у сталей перлитного класса. Кроме того, они в несколько раз дороже последних вследствие того, что содержат в себе значительно больше дефицитных элементов, как-то: никеля, молибдена, вольфрама и т. д. В качестве примера сталей аустенитного класса можно назвать стали ЭИ 405 и ЭИ 612. Хорошо поддающаяся сварке сталь ЭИ 405 используется для изготовления сварных роторов, лопаток и других теплонапряженных деталей. Хромоникелевая сталь ЭИ 612, легированная вольфрамом и титаном, идет на изготовление лопаток и крепежных деталей, работающих при температуре до 920 К.

Третья группа материалов применяется для изготовления деталей, предназначенных для работы при температурах выше $920\div 970$ К. В эту группу входят сплавы никеля, хрома и кобальта с различными присадками и небольшим содержанием железа. Среди них наибольшее распространение получили сплавы на никелевой основе с высоким (до $15\div 16\%$) содержанием хрома, как-то: ЭИ 765, ЭИ 437, ЭИ 607, ЭИ 893. Из этих сплавов в основном изготавливаются лопатки газовых турбин.

Направляющие лопатки (сопла) устанавливаются непосредственно в корпусе турбины или закрепляются в специальных обоймах, вставляемых в корпус. Они обычно размещаются по всей окружности, т. е. имеется полный подвод газа к рабочим лопаткам. Лопаткам должна быть обязательно обеспечена возможность свободного температурного удлинения. При высокой температуре газа перед турбиной лопатки в ряде случаев выполняются с внутренним охлаждением. Чаще всего применяется воздушное охлаждение, но иногда бывает и жидкостное.

Рабочие лопатки газовых турбин с целью получения более высокого к. п. д. преимущественно выполняются закрученными. Для снижения напряжений, возникающих в корневом сечении от центробежных сил, закрученные профили обычно делают с уменьшающейся площадью поперечного сечения по высоте лопатки. Способы крепления рабочих лопаток применяются в основном такие же, как и в паровых турбинах. Особенно хорошо зарекомендовало себя в работе при высоких температурах и больших нагрузках крепление лопаток елочным хвостом. Оно отличается высокой прочностью, позволяет легко производить смену лопаток и осуществлять охлаждение дисков и ножи лопаток продувкой воздуха через монтажные зазоры (рис. 2-16).

При наружном охлаждении рабочие лопатки делаются сплошными, а при внутреннем — полыми или же с продольными отверстиями в теле (рис. 2-17). Лопатки изготавливаются ковкой, штамповкой, фрезерованием, точным литьем, прессованием из порошков и другими способами. Сплошные лопатки очень часто у вершины имеют утончение, что уменьшает опасность возникновения аварии при задевании о корпус турбины. Такая конструкция позволяет, кроме того, уменьшить радиальные зазоры, а значит, и потери за счет утечки газа через них.

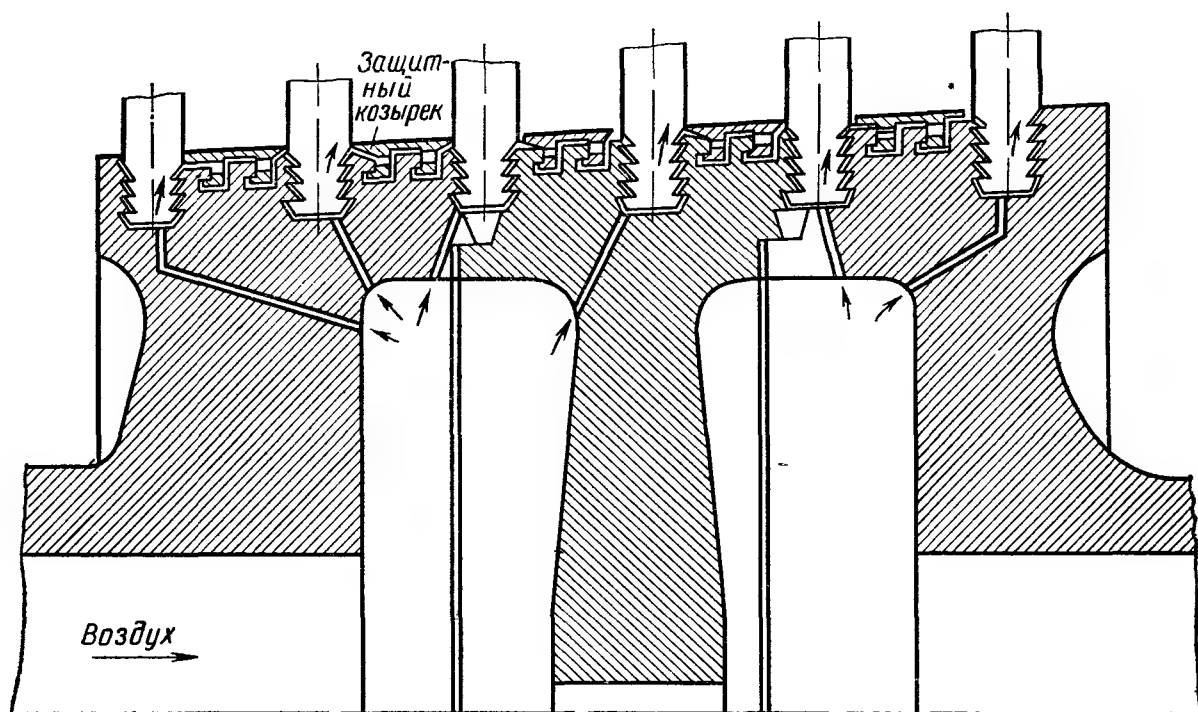


Рис. 2-16. Схема охлаждения ротора продувкой воздуха через монтажные зазоры хвостовиков рабочих лопаток

Роторы газовых турбин бывают дисковыми, барабанными и диско-барабанными. Первые распространены гораздо больше, чем остальные, вследствие своих достоинств, основными из которых являются следующие: роторы с дисками без отверстий в центре обладают более высокой прочностью при действии центробежных сил; диски изготавливаются из отдельных, небольших по размерам поковок и обрабатываются независимо друг от друга; при изготовлении в дисках пазов для хвостовиков лопаток можно использовать наиболее прогрессивные методы. В дисковых роторах многоступенчатых турбин число лопаток по ступеням не взаимосвязано, и самое главное — это то, что можно осуществлять осевую сборку турбины при неразъемных корпусе и диафрагмах. Дисковые роторы обычно применяются в высоконапряженных турбинах, в том числе и в авиационных. Роторы многоступенчатых турбин выполняются составными (сборными) из отдельных дисков, которые соединяются между собой стяжными болтами, винтами или шпильками, а также радиальными штифтами, легко допускающими температурные деформации сопрягаемых деталей. В малонапря-

женных турбинах диски иногда делаются насадными на вал, к которому они крепятся различными способами.

Барабанные и диско-барабанные роторы газовых турбин по конструкции аналогичны таким роторам паровых турбин. Они бывают цельноковаными и сварными. В турбинах небольшой мощности ротор часто отковывается заодно с валом. Цельнокованные роторы весьма жестко ограничиваются по диаметру, так как для заготовок диаметром более 1 м трудно бывает обеспечить высокое качество поковки. Этого недостатка лишены сварные роторы. Кроме того, сварные роторы в ряде случаев бывает целесообразно сваривать из элементов, изготовленных из разных сталей.

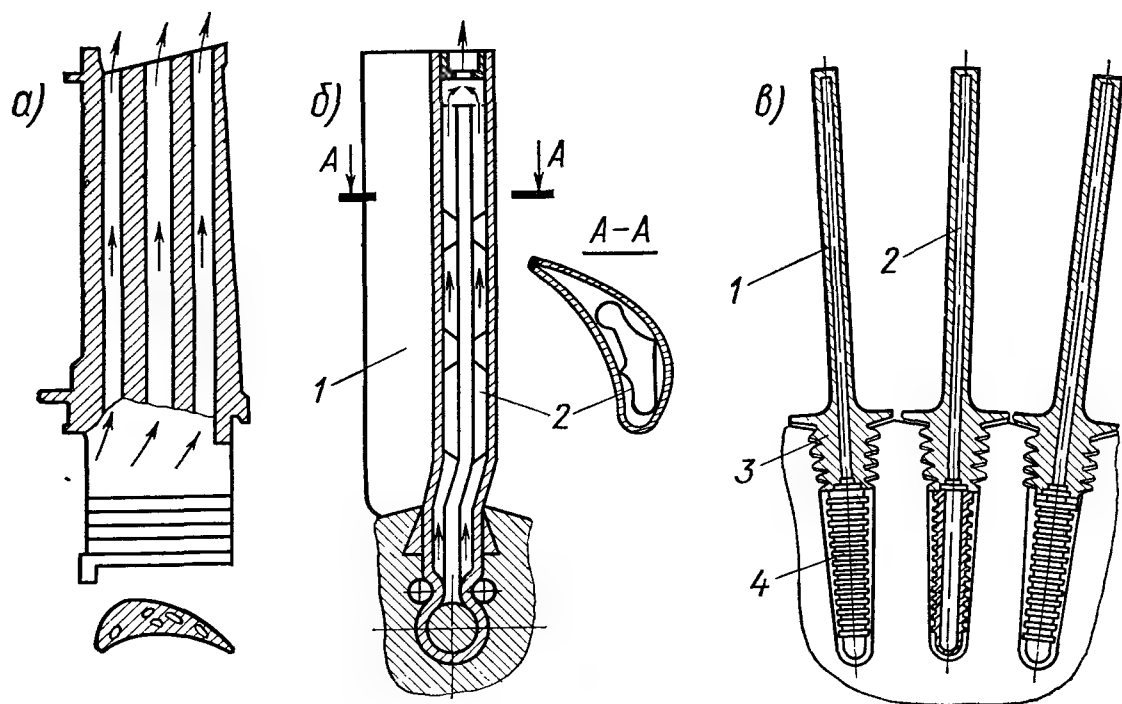


Рис. 2-17. Конструктивные схемы рабочих лопаток с внутренним охлаждением

Роторы газовых турбин сейчас все чаще выполняются охлаждаемыми. Если они в этом случае работают с относительно невысокой температурой, их можно изготовлять из сталей перлитного класса, которые значительно дешевле, чем аустенитные стали. В остальных случаях для роторов наряду с перлитными применяются и аустенитные стали.

В связи с тем что потери давления существенно снижают мощность и к.п.д. ГТУ, всегда стремятся конструкцию цилиндров турбины и компрессора выполнить так, чтобы гидравлическое сопротивление при проходе воздуха и газа, особенно через входные и выпускные патрубки, было возможно меньшим. Из этих соображений широко распространена компоновка корпусов ГТУ в одну линию, когда компрессор, камера сгорания и турбина расположены по одной оси. При-

чем такое расположение принимается даже для двухвальных установок, когда оба вала имеют разное число оборотов. Примером тому может служить ГТ-100-750. В этом случае потери давления при переходе газа из одного агрегата в другой получают минимальными. Клапаны перед газовыми турбинами, как правило, отсутствуют.

Корпусы (цилиндры) газовых турбин обычно отливаются из перлитных сталей. Но в некоторых случаях применяется сварка отдельных частей корпуса. Для упрощения сборки и разборки корпуса крупных турбин обычно выполняются с горизонтальным разъемом. При этом обе половины соединяются болтами или шпильками, что более предпочтительно. Для упрощения технологии изготовления корпуса многоступенчатых турбин часто имеют еще и вертикальный разъем, а иногда вообще делаются составными из кольцевых элементов, которые соединяются между собой на фланцах. Корпусы одноступенчатых турбин в большинстве своем выполняются без разъемов. В случае отсутствия разъемов в корпусе осуществляется осевая сборка и разборка турбин.

В отличие от паровой турбины корпус газовой турбины работает при более высокой температуре, но зато при меньшем давлении (порядка 20÷30 бар и ниже).

Для уменьшения температуры стенок корпуса внутрь его часто вставляется жароупорный экран, изготовленный из тонкостенного листа аустенитной стали. Между экраном и стенками корпуса помещается теплоизоляционный материал. Отверстия в экране разгружают его от давления газа. А стенки корпуса, воспринимающие давление, имеют низкую температуру.

Существуют и другие варианты снижения температуры корпуса. Так, например, корпус заключается в кожух, а через зазор между ними пропускается охлаждающий воздух. Бывают турбины и с двухстенным корпусом, между стенками которого проходит воздух от компрессора. Внутренние стенки подвержены действию высокой температуры, а наружные воспринимают давление газа. Применяются также корпуса с водяным охлаждением. Для крепления к фундаменту обычно в нижней части корпуса делаются опорные лапы.

Валы, лабиринтовые уплотнения и подшипники газовых турбин по конструкции аналогичны таким же деталям паровых турбин. Некоторое исключение составляют газовые авиационные турбины, в которых преимущественно применяются подшипники качения.

§ 2-11. Методы повышения термической стойкости турбинных деталей и способы их охлаждения

Повышения термической стойкости турбинных деталей добиваются не только путем использования для их изготовления жаростойких сплавов и сталей, но также при помощи ряда других мероприятий, а именно: а) за счет применения различных способов охлаждения деталей воздухом и водой; б) нанесением на поверхность лопаток

тонкого слоя защитных покрытий, в качестве которых обычно используются окислы Al_2O_3 (алюминия), MgO (магния), BeO (бериллия) и другие подобные соединения: $\text{MgO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$, $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{SiO}_2$, $\text{BeO} \cdot \text{MgO} \cdot \text{ZrO}_2$.

Благодаря высокой температуре плавления ($2750 \div 3300$ К), химической стойкости и низким коэффициентам теплопроводности этих веществ покрытия из них хорошо предохраняют поверхность лопаток от высокотемпературной коррозии и дают возможность снизить их температуру; в) посредством изготовления лопаток из металлокерамических материалов методами порошковой металлургии. Деталь в этом случае изготавливается из порошковой смеси керамики и металла холодным прессованием с последующим спеканием или же горячим прессованием. Полученные таким образом изделия обладают значительной прочностью при высоких температурах и стойкостью по отношению к высокотемпературной коррозии. А меньший удельный вес металлокерамики по сравнению со сталями и сплавами позволяет снизить напряжения в лопатках, возникающие за счет центробежной силы при вращении турбины.

Среди разработанных видов металлокерамики хорошо показала себя композиция под названием «керамель», состоящая из 80 % карбида титана и 20 % кобальта. Ее сопротивление разрыву составляло $36,2 \cdot 10^3 \div 68,7 \cdot 10^3$ Н/см² при температуре 1143 К и $18,1 \cdot 10^3 \div 49,1 \times 10^3$ Н/см² при 1366 К. Диск с лопатками из «керамеля» был испытан при вращении с окружной скоростью 215 м/с при температуре 1478 К, и лопатки вели себя при этом вполне удовлетворительно.

Однако, несмотря на обнадеживающие результаты, оба рассмотренных выше метода повышения термической стойкости лопаток еще не вышли по существу из рамок исследовательских работ и не получили распространения в производстве. Причина — большая хрупкость применяемых керамических и металлокерамических материалов и склонность их к растрескиванию при резком изменении температуры.

Зато в настоящее время все в больших масштабах применяются в турбинах средней и особенно большой мощности различные способы охлаждения турбинных деталей воздухом и водой. Эти способы можно разделить на два следующих основных вида:

1. Охлаждение ротора воздухом или водой с частичным охлаждением рабочих лопаток за счет отвода тепла от них путем теплопроводности через хвостовики в ротор.

2. Непосредственное охлаждение рабочих лопаток воздухом или водой при одновременном охлаждении и самого ротора.

Каждый из этих способов в свою очередь имеет ряд различных вариантов. Рассмотрим наиболее распространенные из них.

Первый способ является в целом наиболее простым и поэтому он сейчас широко распространен. В практике применяются четыре следующих метода охлаждения роторов: 1. Радиальный обдув (рис. 2-18, а), при котором охлаждающий воздух подается к центральной части диска (у дискового ротора) и растекается по радиусу к периферии, охлаждая диск и одновременно препятствуя попаданию горячего газа из проточной части турбины к боковой поверхности диска. 2. Струйное охлаждение обода диска (рис. 2-18, б). В этом случае

обод диска обдувается струями воздуха, который подводится к нему через ряд специальных отверстий, трубок или сопел небольшого диаметра, расположенных в корпусе турбины в нескольких местах по окружности диска. Но иногда подвод воздуха к ободу осуществляется и с помощью сплошной кольцевой щели. Этот метод более эффективный, чем радиальный обдув. Исследования показали, что при струйном охлаждении температура обода диска может быть снижена на 150 К по сравнению с неохлаждаемым диском при расходе воздуха порядка 2% от всего расхода его в ГТУ. 3. Наиболее эффективно и экономично охлаждение роторов продувкой воздуха через монтажные зазоры между хвостовиками лопаток и пазами в роторе (см. рис. 2-16). Охлаждающий воздух поступает по осевому отверстию в роторе и затем через специальные каналы в теле ротора подводится к хвостовикам рабочих лопаток. При проходе воздуха через зазор между хвостовиком и пазом интенсивно охлаждается не только обод ротора, но и ножка лопатки. Испытания показали, что температура ротора при данном методе охлаждения бывает примерно на 200÷300 К ниже температуры газа перед турбиной. Необходимый расход охлаждающего воздуха составляет 1÷3% от общего его расхода в установке. Этот метод пригоден не только для дисковых, но и для барабанных роторов. Он нашел широкое применение в нашей стране в области авиационного и транспортного газотурбостроения. В ряде случаев, чаще всего в турбинах значительной мощности с барабанными роторами, для увеличения эффективности охлаждения перечисленные методы применяются или одновременно, или в различных комбинациях друг с другом. 4. Охлаждение дисков с помощью водяных экранов. При этом по обеим сторонам обода и полотна диска с некоторым зазором устанавливаются неподвижные охлаждаемые водой экраны, которые обеспечивают достаточно интенсивный отвод тепла путем излучения. Испытания показали, что данный метод примерно равноценен струйному охлаждению с расходом охлаждающего воздуха порядка 2÷3%. Но вследствие конструктивных и эксплуатационных усложнений (так, например, в этом случае требуется специальная замкнутая система охлаждения с дистиллированной водой) рассмотренный метод имеет весьма ограниченное применение.

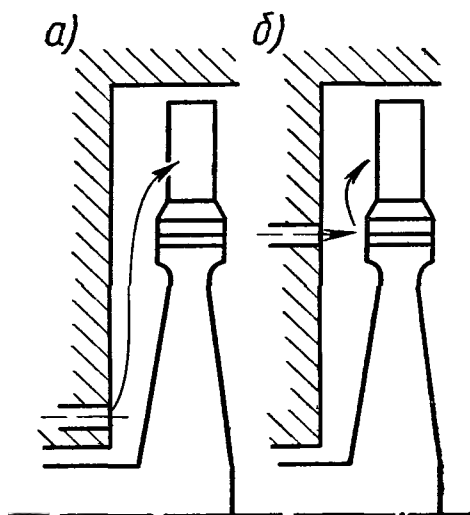


Рис. 2-18. Схемы охлаждения дисков газовых турбин

Практика показывает, что при всех четырех рассмотренных методах охлаждения снижение температуры рабочих лопаток за счет отвода от них тепла путем теплопроводности через хвостовики в охлаждаемый ротор является недостаточно эффективным. Это объясняется тем, что лопатки имеют сравнительно большую длину и, кроме того,

они изготавливаются из жаропрочных сталей и сплавов, которые обладают, как правило, плохой теплопроводностью. Поэтому в настоящее время все больше уделяется внимания способам непосредственного охлаждения лопаток воздухом или водой. Однако существующие сейчас способы являются сложными в конструктивном и технологическом исполнении, они недостаточно надежны в работе и заметно удорожают турбину. А все это в итоге тормозит их распространение в практике отечественного и зарубежного газотурбостроения.

При внутреннем охлаждении лопаток воздухом последний подводится через полый вал к ободу ротора. Затем он пропускается через специально выполненные в теле лопатки продольные отверстия (см. рис. 2-17, а), после чего удаляется в проточную часть турбины, где смешивается с потоком газа. Форма и число охлаждающих отверстий бывают в лопатках различными.

Часто для пропуска охлаждающего воздуха сами лопатки изготавливаются полыми (см. рис. 2-17, б). Внутри таких полых лопаток 1 вставляются дефлекторы (вставки) 2, с помощью которых достигается более равномерное поле температур по профилю, а также обтекание охлаждаемой поверхности воздухом с большей скоростью. За счет этого повышается коэффициент теплоотдачи и в конечном счете сокращается расход охлаждающего воздуха.

В том случае, если лопатки охлаждаются водой, она обычно по одним каналам пропускается вдоль всей лопатки до конца ее, а по другим возвращается назад и затем отводится в систему охлаждения. С помощью насоса обеспечивается непрерывная циркуляция воды в замкнутой системе охлаждения. Обладая значительно большей эффективностью, по сравнению с охлаждением воздухом, водяное охлаждение лопаток тем не менее до сих пор не вышло из стадии экспериментальных исследований. Причиной тому является его гораздо большая сложность, недостаточная надежность в эксплуатации, потребность в дистиллированной воде. Кроме того, при охлаждении водой температурное поле по профилю лопатки получается более неравномерным, в результате чего в теле лопатки могут быть значительные по величине термические напряжения.

Более надежным в работе и в то же время не требующим специальной замкнутой системы является термосифонное охлаждение лопаток (см. рис. 2-17, в). Внутренняя полость лопаток 1 в этом случае делается герметичной и заполняется жидкостью 2, являющейся хорошим теплоносителем (водой, жидким сплавом натрия с калием и т. д.). При работе турбины в результате действия центробежных сил и разности температур возникает интенсивная естественная циркуляция жидкости в полости лопатки. Более холодные частицы жидкости, имеющие больший удельный вес, отбрасываются центробежными силами к вершине лопатки, а нагретые частицы перемещаются к хвостовику 3. Для увеличения поверхности отвода тепла хвостовик 3 каждой лопатки оканчивается индивидуальным радиатором 4, который охлаждается обычно воздухом. Основным недостатком термосифонного охлаждения лопаток являются трудности, связанные с отводом большого количества тепла от радиаторов.

§ 2-12. Камеры сгорания

Камера сгорания является одним из основных элементов ГТУ, в ней осуществляется нагрев рабочего тела до заданной температуры за счет сжигания топлива в потоке сжатого воздуха.

К камерам сгорания предъявляются следующие требования: 1) в них должно происходить устойчивое горение топлива на всех режимах работы ГТУ, без срывов, опасных пульсаций и затухания пламени; 2) поле температур в газовом потоке перед турбиной должно быть достаточно равномерным во избежание местных перегревов и повреждений сопел и лопаток; 3) для увеличения срока службы они должны иметь надежное охлаждение, особенно наиболее нагретых частей; 4) высокая экономичность на всех режимах работы ГТУ; 5) возможно меньшее гидравлическое сопротивление; 6) надежный запуск; 7) по конструкции они должны быть удобными и безопасными в эксплуатации, технологичными и недорогими в изготовлении; 8) камеры сгорания транспортных ГТУ, кроме того, должны иметь еще возможно меньший вес и габариты.

Камеры сгорания современных ГТУ работают на газообразном топливе (в основном это природные газы) и на различных сортах жидкого топлива: газойле, керосине, дизельном топливе, соляровом масле и т. д. Использование тяжелых сортов жидкого топлива (мазотов) сопряжено с целым рядом значительных трудностей и в настоящее время находится в основном в стадии освоения. Вопрос этот усложняется еще тем, что в мазутах часто содержатся вредные примеси — ванадий, сера и натрий, которые способны вызывать коррозию и загрязнение зольными отложениями проточной части турбин, регенераторов и самих камер сгорания. Причем ванадиевая коррозия особенно резко усиливается при увеличении температуры газа перед турбиной свыше 920 К [7].

Проблема сжигания в камерах сгорания твердого топлива пока не решена, но в этом направлении ведутся исследовательские работы.

Камеры сгорания характеризуются следующими основными показателями.

1. Тепловая производительность камеры, кВт,

$$Q_k = BQ_n^p, \quad (2-64)$$

где B — расход сжигаемого топлива, кг/с; Q_n^p — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

2. Объемная теплonaпряженность q , кВт/м³, характеризует компактность камеры, а значит, и эффективность использования ее объема:

$$q = Q_k/V_k = BQ_n^p/V_k, \quad (2-65)$$

где V_k — объем камеры сгорания, м³; принимается обычно равным объему пламенной (жаровой) трубы.

С повышением давления в камере производительность и теплonaпряженность ее увеличиваются, так как при этом возрастают весовой расход воздуха через камеру, а следовательно, и расход сжигаемого

топлива. Поэтому при оценке камер сгорания их объемную теплотонапряженность обычно берут относительно к величине давления в камере, т. е.

$$q = BQ_H^p / V_K p_B, \quad (2-66)$$

здесь p_B — давление на входе в камеру, бар.

Потери энергии в камере сгорания состоят из тепловых потерь и потерь давления.

3. Все тепловые потери учитываются с помощью теплового к.п.д. камеры сгорания

$$\eta_{K.C}^T = 1 - (Q_{H.C} + Q_{OHL}) / (BQ_H^p), \quad (2-67)$$

где $Q_{H.C}$ — потери тепла от неполного сгорания топлива (химический и физический недожог). У современных камер сгорания эти потери не должны превышать 1÷5% от общего расхода тепла при работе на всем диапазоне рабочих нагрузок и 1÷3% — при работе на расчетной нагрузке; Q_{OHL} — потери за счет отдачи тепла в окружающее пространство нагретой поверхностью камеры и примыкающих к ней трубопроводов. Эти потери обычно бывают не более 0,5% от расхода тепла.

В существующих камерах сгорания величина теплового к.п.д. при работе на расчетном режиме $\eta_{K.C}^T = 0,97 \div 0,99$.

4. Полные потери давления в камере сгорания складываются из двух составляющих: а) из гидравлических потерь, которые возникают без подвода тепла в камере в результате потерь на трение при прохождении газового потока, и местных сопротивлений от воздухонаправляющих ребер, завихрителей и т. д. Эти потери определяются при холодной продувке камеры; б) дополнительных потерь давления, вызванных нагревом газа при сгорании топлива в камере. Вопрос снижения давления в газовом потоке при подводе тепла рассматривается в курсе газовой динамики. Плотность газа в этом случае уменьшается, а скорость газового потока увеличивается.

Величину полных потерь давления принято выражать в долях или процентах по отношению к полному давлению воздуха на входе в камеру p_B^* :

$$\eta_{K.C} = \frac{\Delta p^*}{p_B^*} \cdot 100\% = \frac{p_B^* - p_T^*}{p_B^*} \cdot 100\%, \quad (2-68)$$

где Δp^* — полная потеря давления в камере, бар; p_T^* — полное давление газов на выходе из камеры, бар.

Величины полных давлений воздуха и газа:

$$p_B^* = p_B + \frac{\rho_B \omega_B^2}{2 \cdot 10^5}; \quad p_T^* = p_T + \frac{\rho_T \omega_T^2}{2 \cdot 10^5}, \quad (2-69)$$

где p_B, p_T — статическое давление воздуха на входе и газа на выходе, бар; ρ_B, ρ_T — плотности воздуха и газа, кг/м³; ω_B, ω_T — средние скорости воздуха во входном сечении и газа в выходном сечении камеры, м/с.

В современных конструкциях камер сгорания величина полных потерь давления обычно бывает в пределах $\eta_{к.с} = 1 \div 3 \%$, но в авиационных камерах она может достигать 10 %.

Потери давления в камере сгорания снижают к.п.д. ГТУ и вызывают соответствующий перерасход топлива. Это можно учесть с помощью аэродинамического к.п.д. камеры сгорания $\eta_{к.с}^a$. Его величина, по данным испытаний [9], в среднем составляет $\eta_{к.с}^a = 0,98 \div 0,99$.

Общий к.п.д. камеры сгорания можно выразить в виде произведения:

$$\eta_{к.с} = \eta_{к.с}^T \eta_{к.с}^a \quad (2-70)$$

У современных камер сгорания $\eta_{к.с} = 0,95 \div 0,98$.

5. Общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha = G_B / (BL_0), \quad (2-71)$$

где G_B и B — соответственно расход воздуха и топлива в камере, кг/с; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, рассчитывается по элементарному составу топлива (см. § 3-6).

Как уже отмечалось, в современных ГТУ $\alpha = 4 \div 8$.

Но непосредственно в процессе сгорания участвует не все количество воздуха G_B , а только часть его — первичный воздух, поступающий в зону горения,

$$G_{B1} = \alpha_1 BL_0, \quad (2-72)$$

где α_1 — коэффициент избытка первичного воздуха, величина которого зависит от конструкции камеры сгорания и вида сжигаемого топлива. Обычно $\alpha_1 = 1,2 \div 1,6$.

Существующие камеры сгорания имеют разнообразные конструктивные формы, которые можно разделить на следующие основные типы: а) индивидуальные, б) секционные (многотрубчатые), в) кольцевые, г) трубчато-кольцевые.

Кроме того, камеры сгорания делятся на прямоточные и противоточные. В прямоточных камерах охлаждающий (вторичный) воздух движется в кольцевом канале между пламенной трубой и корпусом в том же направлении, что и продукты сгорания. В противоточных камерах поток охлаждающего воздуха направлен навстречу потоку продуктов сгорания в пламенной трубе. Применение противоточных камер в ряде случаев дает преимущества в смысле общей компоновки ГТУ и позволяет сократить длину камеры. Но потери давления в них обычно больше, чем в прямоточных камерах.

Индивидуальные камеры в свою очередь бывают выносными и встроенными. Выносная камера в отдельно смонтированном корпусе устанавливается в ГТУ рядом с турбокомпрессором. Применяются эти камеры в основном в стационарных и значительно реже в транспортных установках. У встроенных камер корпус опирается непосредственно на общий корпус турбокомпрессора или конструктивно с ним совмещен.

Существуют две разновидности индивидуальных камер сгорания, а именно: цилиндрические и угловые камеры.

Цилиндрическая камера сгорания является по конструкции простой и довольно широко применяется (рис. 2-19). Поступающий в нее сжатый воздух разделяется на два потока: первичный и вторичный. Первичный воздух поступает через воздухонаправляющее устройство 1 в пламенную трубу 4, куда через форсунку 2 (или горелку) подается топливо, которое сгорает в потоке воздуха. Расход первичного воздуха регулируется в зависимости от расхода топлива соответствующим поворотом лопаток воздухонаправляющего устройства 1,

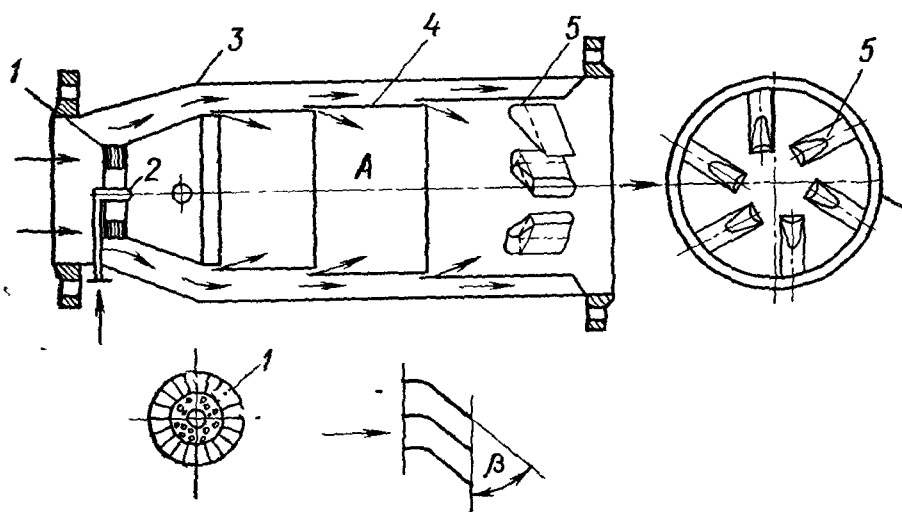


Рис. 2-19. Схема цилиндрической камеры сгорания

что осуществляется посредством специальных рычагов управления. Вторичный (охлаждающий) воздух пропускается через кольцевое пространство между пламенной трубой 4 и корпусом 3 камеры сгорания. При движении он интенсивно охлаждает стенки трубы и корпуса. Выходя из кольцевого пространства, вторичный воздух попадает в объем А, где он смешивается с продуктами сгорания, понижая тем самым их температуру до заданной величины.

Для более интенсивного охлаждения пламенной трубы, уменьшения закрутки газового потока на выходе из камеры и для лучшего перемешивания вторичного воздуха с продуктами сгорания к поверхности пламенной трубы приварены лопатки 5, закручивающие поток вторичного воздуха в направлении, обратном тому, которое придается первичному воздуху.

В цилиндрических камерах можно установить не одну, а много форсунок, что увеличивает надежность работы и позволяет регулировать теплопроизводительность камеры сгорания изменением числа работающих форсунок. Объемная теплонапряженность этих камер составляет $(20 \div 30) \cdot 10^3$ кВт/м³ при давлении $4 \div 4,5$ бар, а тепловая производительность камеры сгорания — до $40 \cdot 10^3$ кВт. Расход топлива на камеру достигает 3000 кг/ч, а расход воздуха — $2,5 \cdot 10^5$ м³/ч.

Положительными сторонами индивидуальных цилиндрических камер сгорания являются простота конструкции и сравнительно малые

потери давления, достигающие $1,5 \div 3,0\%$. Основным недостатком этих камер является большой вес и габариты.

Секционные (многотрубчатые) камеры сгорания представляют собой конструкцию, в которой объединено несколько ($6 \div 16$) параллельно работающих цилиндрических камер (секций), часто связанных между собой пламяпередающими патрубками.

На рис. 2-20 показана в разрезе одна секция многотрубчатой камеры сгорания. Она состоит из внутренней пламенной трубы и внешнего кожуха. Пламенная труба включает в себя головку, состоящую из лопаточного завихрителя 3, тарелки 2 и конуса 4, и корпус, состоящий из цилиндрической части 5 и двух конических участков,

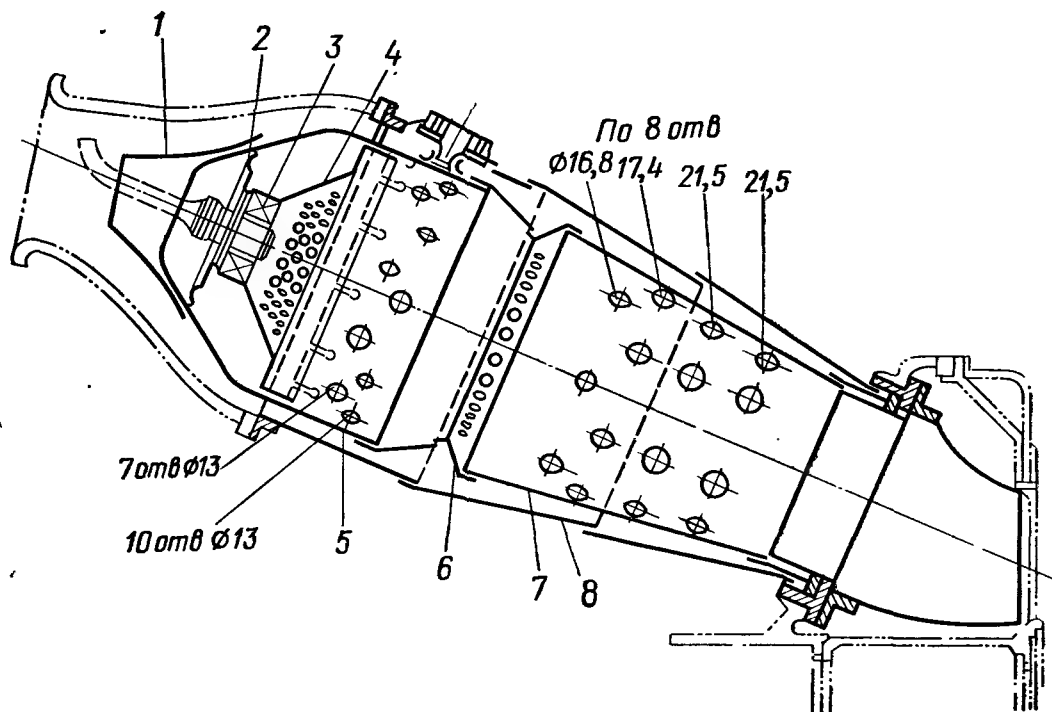


Рис. 2-20. Секция многотрубчатой камеры сгорания

соединенных между собой конусным кольцом 6. Первичный воздух поступает через входной кожух 1 в головку пламенной трубы. Часть его направляется в зону горения через лопаточный завихритель 3, а оставшаяся часть идет туда через многочисленные отверстия в тарелке 2 и конусе 4. Кроме того, на цилиндрической части пламенной трубы 5 имеется еще два ряда отверстий, через которые поступает дополнительно воздух, необходимый для горения при полной нагрузке ГТУ. Вторичный воздух идет по кольцевому пространству между пламенной трубой и кожухом 8 и затем поступает в зону смешения через четыре ряда отверстий в конической части пламенной трубы 7. Кроме того, небольшая часть охлаждающего воздуха входит внутрь пламенной трубы через большое число отверстий малого диаметра в конусном кольце 6.

Секционные камеры сгорания выполняются обычно в виде единого моноблока, в котором все секции заключены в общий корпус. Каждая

секция имеет одну форсунку, впрыскивающую топливо по направлению потока. Секционные камеры сгорания отличаются компактностью, обеспечивают высокую полноту сгорания топлива и устойчиво работают в различных эксплуатационных условиях. Недостатком их являются сравнительно большие потери давления, достигающие $2,5 \div 7,5\%$. Теплопроизводительность отдельной секции составляет в среднем $(0,7 \div 1,7) \cdot 10^3$ кВт, а иногда достигает $3,5 \cdot 10^3$ кВт. Объемная теплонапряженность у камер этого типа бывает высокая — $(100 \div 160) \cdot 10^3$ кВт/м³.

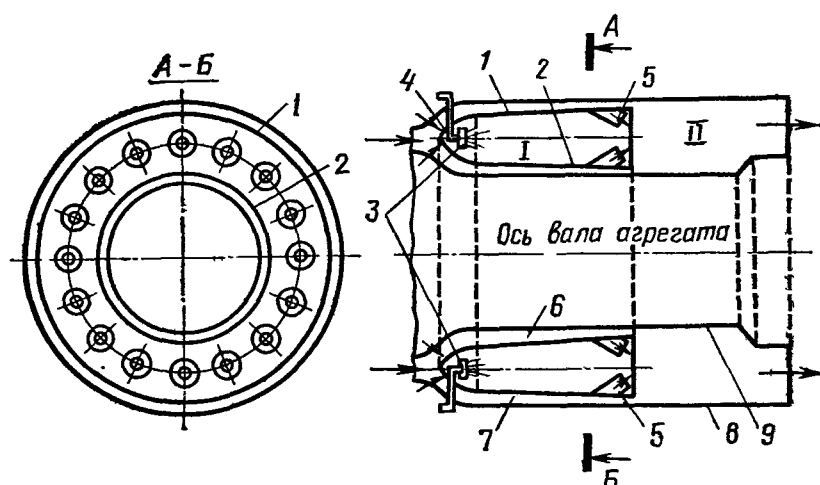


Рис. 2-21. Схема кольцевой камеры сгорания

В кольцевых камерах сгорания (рис. 2-21) зона горения *I* имеет форму кольцевой полости обычно шириной $150 \div 200$ мм, которая образуется двумя цилиндрами 1 и 2. Два других соосно расположенных цилиндра 9 и 8 составляют кожух камеры. Подводимый воздух на входе в камеру разделяется на первичный и вторичный. Первичный воздух через воздухоподводящее устройство 4 поступает в зону горения *I*, где сжигается топливо. Вторичный воздух направляется по кольцевым зазорам 6 и 7 к смесительным насадкам 5, а через них поступает в зону смешения *II*, где смешивается с продуктами сгорания, понижая тем самым их температуру. В воздухоподводящем устройстве 4, на входе в зону горения *I*, по всей окружности расположены форсунки 3. За счет этого обеспечивается хорошее перемешивание топлива с воздухом и горение по всему кольцевому пространству. Число форсунок может достигать 10—20 штук, но иногда это бывает одна вращающаяся форсунка.

Объемная теплонапряженность у кольцевых камер примерно такая же, как и у секционных, а величина потери давления несколько больше (до 10%). Они имеют меньший рабочий объем и, кроме того, у них достигается более равномерное поле температур газа на выходе. Зато кольцевые камеры сложнее в изготовлении и доводке, труднодоступны для осмотра в ходе эксплуатации.

Трубчато-кольцевая камера сгорания представляет собой конструктивное совмещение элементов секционной и кольцевой камер.

Так же, как и у кольцевой камеры, кожух ее образуется наружным и внутренним соосно расположенными цилиндрами. А в кольцевом пространстве между этими цилиндрами размещается ряд отдельных пламенных труб, снабженных форсунками. Трубы соединяются друг с другом пламяпередающими патрубками, которые предназначены для передачи пламени, зажигания и выравнивания давления между трубами. Трубчато-кольцевые камеры имеют теплонапряженность и потери давления приблизительно такие же, как секционные камеры. Они компактны и более просты в доводке, нежели кольцевые камеры. Небольшие размеры пламенных труб упрощают их изготовление и разборку.

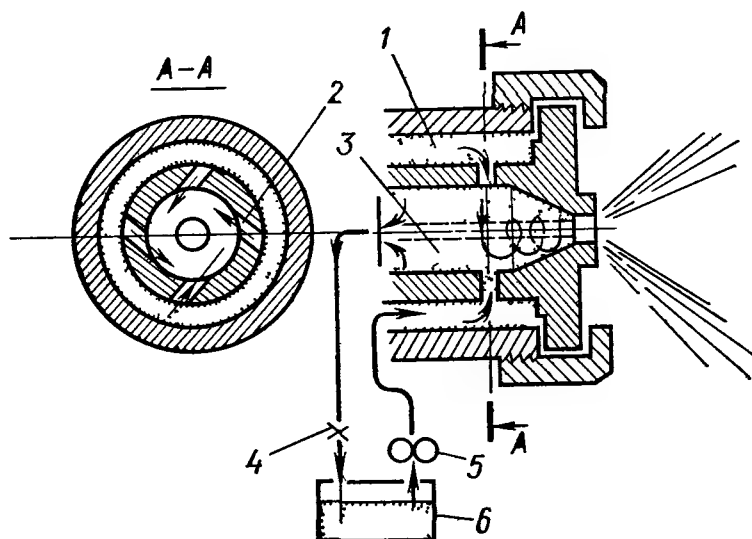


Рис. 2-22. Центробежная форсунка с перепуском топлива

Для работы на жидком топливе в камерах сгорания обычно применяются центробежные форсунки (рис. 2-22). Они просты по конструкции, надежны в работе и обеспечивают хорошее распыливание топлива. К форсунке топливо подается насосом 5 под давлением не менее $10 \div 15$ бар. Поступает оно сначала в кольцевую полость 1, а затем через ряд тангенциально расположенных каналов 2 направляется в вихревую камеру 3, в которой приобретает вращательно-поступательное движение. При выходе из форсунки топливо распыливается под действием центробежных сил.

В центробежных форсунках можно регулировать расход топлива за счет изменения его давления не более чем в $2 \div 2,5$ раза. Для обеспечения более широкого диапазона регулирования применяются двухступенчатые форсунки и форсунки с перепуском топлива. У двухступенчатых (двухконтурных) форсунок на малых расходах работает лишь одна первая ступень. Для увеличения расхода топлива в нужный момент к ней подключается вторая ступень, и тогда подача топлива уже производится через обе ступени. У форсунок с перепуском топлива вихревая камера 3 соединена с регулируемым

перепускным клапаном 4, который позволяет перепускать соответствующую часть топлива обратно в подводящий трубопровод или же в расходный бак 6 (см. рис. 2-22).

§ 2-13. Теплообменные аппараты

Теплообменные аппараты в ГТУ по своему назначению выполняют роль регенераторов (подогревателей), воздухоохладителей и маслоохладителей. Основные требования к ним заключаются в том, чтобы обеспечить передачу заданного теплового потока от греющей среды к нагреваемой при возможно меньших весо-габаритных показателях и суммарных расходах, включающих в себя все капитальные затраты и эксплуатационные расходы. При этом гидравлическое сопротивление как со стороны греющей, так и нагреваемой среды должно быть не выше допустимых пределов с точки зрения влияния на к.п.д. всей установки.

В ГТУ применяются теплообменники поверхностного типа, в основном рекуперативные, в которых греющая и нагреваемая среды полностью изолированы друг от друга, а теплообмен между ними осуществляется через разделяющую их стенку. И только вращающиеся регенераторы по принципу работы являются регенеративными теплообменниками, так как в них греющая и нагреваемая среды попеременно омывают одну и ту же поверхность теплообмена.

Рекуперативные теплообменники, применяемые в ГТУ, по конструктивному исполнению бывают трубчатыми и пластинчатыми. Как те, так и другие выполняются прямоточными (греющая и нагреваемая среды движутся параллельно друг другу и в одном направлении); противоточными (среды движутся навстречу друг другу); с перекрестным током (среды движутся в перекрестном направлении относительно друг друга).

Трубчатые теплообменники в ГТУ выполняются с шахматным и коридорным расположением трубок, с прямыми и гнутыми трубками. У прямых трубок гидравлическое сопротивление меньше, чем у гнутых, но зато необходимы специальные устройства для компенсации температурных деформаций. У прямых трубок значительно легче очищать внутреннюю и наружную поверхности от различных отложений.

В зависимости от компоновки и создания необходимой длины каналов трубчатые и пластинчатые теплообменники выполняются одно-, двух-, трех- и более ходовыми. В ГТУ применяются трубчатые теплообменники с гладкими и оребренными трубками.

Основными показателями, характеризующими теплообменники поверхностного типа, являются следующие величины:

1. Коэффициент теплопередачи. Его численные значения для регенераторов разных типов приведены в табл. 2-1.

2. Коэффициент компактности характеризует компактность теплообменного аппарата в целом с учетом совершенства его конструкции и компоновки поверхности теплообмена. Он показывает, какая вели-

чина поверхности теплообмена $[м^2]$ находится в $1 м^3$ или $1 кг$ теплопередающего элемента.

3. Гидравлические потери как со стороны греющей, так и нагреваемой среды обычно принято выражать в процентах по отношению к давлению на входе в теплообменный аппарат.

4. В трубчатых теплообменниках за характерный размер принимается внутренний диаметр трубки. В случае каналов сложного сечения (например, в пластинчатых теплообменниках) за характерный размер принимают эквивалентный диаметр

$$d_s = 4S/p, \quad (2-73)$$

где S — площадь поперечного сечения канала, $м^2$; p — полный периметр поперечного сечения канала независимо от того, какая часть этого периметра участвует в теплообмене, $м$.

Значения остальных показателей вполне понятны из табл. 2-1.

Таблица 2-1

Технические характеристики регенераторов

Показатель	Тип регенератора		
	трубчатый	пластинчатый	вращающийся
Степень регенерации	0,50÷0,80	0,60÷0,80	0,60÷0,95
Коэффициент теплоотдачи, Вт/($м^2 \cdot К$):			
со стороны воздуха	80÷200	160÷350	—
со стороны газа	60÷140	70÷260	—
Коэффициент теплопередачи, Вт/($м^2 \cdot К$) .	30÷150	50÷250	—
Поверхность нагрева, $м^2$	До 14000 и больше	до 5000	—
Диаметр трубок или эквивалентный диаметр каналов, мм	5÷30	7,5÷12	5÷0,3
Коэффициент компактности, $м^2/м^3$. . .	35÷200	130÷250	до 9000
Давление, бар:			
воздуха	4÷28	2,5÷6	2,5÷4
газа	1÷1,05	1÷1,1	1÷1,1
Относительное сопротивление, %:			
со стороны воздуха	1,3÷4	0,90÷5,5	—
со стороны газа	0,8÷5	2÷2,5	—
Скорость, м/с:			
воздуха	10÷20	15÷30	—
газа	15÷40	25÷60	—

Трубчатые теплообменники, в том числе и регенераторы (рис. 2-23), независимо от их конструктивных особенностей и компоновки обычно состоят из следующих основных деталей (см. рис. 2-23, а): литого или же сварного корпуса 1, трубных досок 2 и трубок 3, которые образуют поверхность теплообмена. Трубки 3 крепятся в трубных досках 2 в большинстве случаев развальцовкой и сравнительно реже с помощью пайки или сварки.

Трубчатые регенераторы наиболее широко применяются в ГТУ различных типов, мощности и назначения благодаря следующим до-

стоинствам: 1) их можно использовать при наиболее высоких степенях сжатия; 2) они позволяют без затруднений осуществлять нужную компоновку; 3) обладают большой надежностью и долговечностью в работе. Замена вышедших из строя трубок не представляет особого труда.

К недостаткам трубчатых регенераторов относятся: 1) большой вес и габариты, в основном за счет трубных досок, корпуса и других

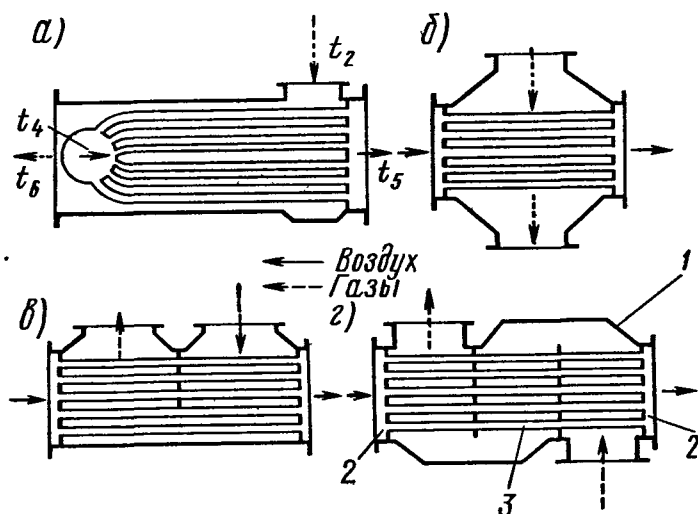


Рис. 2-23. Схемы трубчатых регенераторов: а) противоточный; б) одноходовой с перекрестным током; в) двухходовой с перекрестным током; г) — трехходовой с перекрестным током

вспомогательных деталей, которые в сумме иногда превосходят вес активной части поверхности теплообмена; 2) они имеют меньшие по величине коэффициенты теплопередачи по сравнению с другими типами регенераторов (см. табл. 2-1).

В трубчатых регенераторах воздух обычно пропускается по трубкам, а газы обтекают трубки снаружи. Это дает следующие преимущества: 1) корпус регенератора получается значительно легче, так как он рассчитывается на давление отходящих газов,

которое по величине близко к атмосферному; 2) поверхность нагрева со стороны газов легче очищать от нагара и сажи.

У регенераторов корпус, трубные доски и сами трубки чаще всего изготавливаются из углеродистой или нержавеющей стали. Но для трубок нередко применяются сплавы, например алюминиевая бронза.

Для увеличения поверхности теплообмена в трубчатых регенераторах иногда делается наружное, а также и внутреннее оребрение. Оребрение в регенераторах обычно выполняется продольным, так как в этом случае гидравлическое сопротивление меньше, а очистка ребер от нагара проще, чем при поперечных ребрах.

Для повышения коэффициентов теплоотдачи применяются так называемые турбулизаторы, с помощью которых искусственно создается дополнительная турбулизация потока газа. В качестве турбулизаторов чаще всего используются либо проволочная спираль, вставляемая внутрь трубок и наматываемая также снаружи их, либо спиральная лента. Но встречаются и другие конструктивные способы турбулизации.

Более компактными, легкими, простыми по конструкции и дешевыми по сравнению с трубчатыми являются пластинчатые теплообменники. У них поверхность теплообмена составлена из профильных листов (пластин), которые изготавливаются обычно из углеродистой или нержавеющей стали. Профильные листы накладываются друг на друга

и образуют продольные и поперечные каналы (см. рис. 2-24). В местах соприкосновения листы попарно свариваются. Из полученных таким путем сварных элементов komponуются пакеты, которые соединяются последовательно по ходу движения воздуха и образуют отдельные секции регенератора. Изготовление профильных (гофрированных) листов несложно, оно осуществляется путем штамповки.

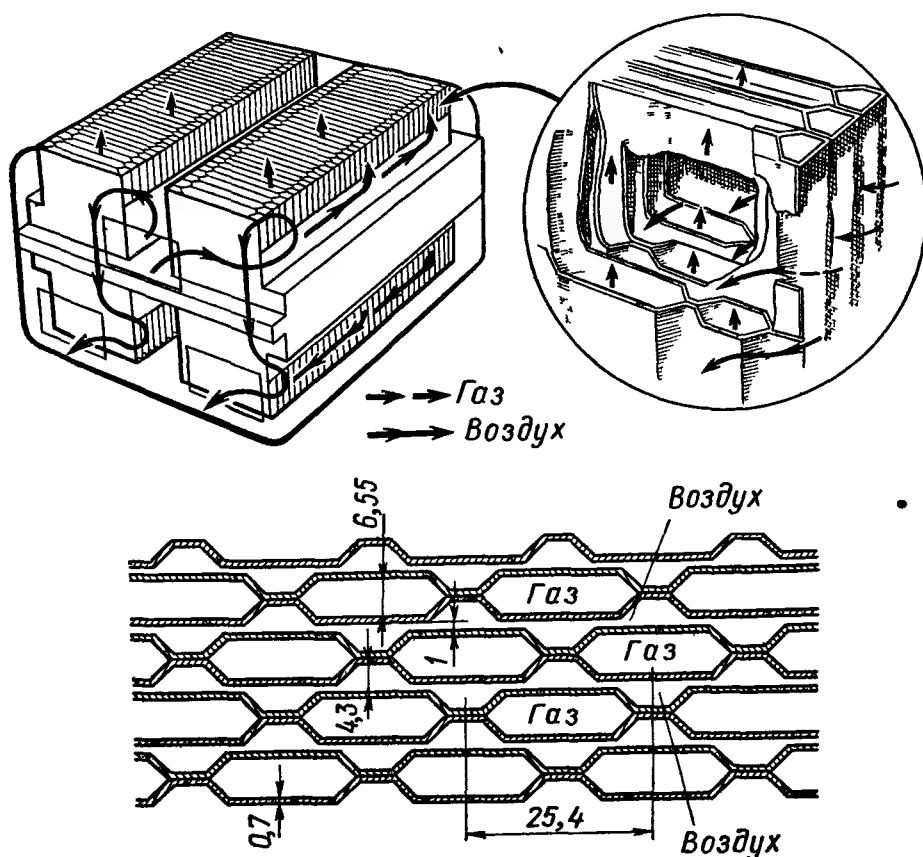


Рис. 2-24. Конструктивная схема пластинчатого регенератора

У пластинчатых теплообменников нет трубных досок, а благодаря продольным и поперечным волнам (гофрам) в листах обеспечивается самокомпенсация температурных деформаций. Простота конструкции и технологии изготовления, а также сравнительно небольшое гидравлическое сопротивление позволяют выполнять пластинчатые теплообменники с малыми эквивалентными диаметрами каналов. Все это, в итоге дает возможность получить коэффициент теплопередачи несколько выше, а коэффициент компактности больше, чем у трубчатых регенераторов (см. табл. 2-1). Основным недостатком пластинчатых регенераторов является невысокая механическая прочность, которая ограничивает область их применения в ГТУ для давлений не выше 5÷6 бар.

Вращающиеся регенераторы по принципу действия и по конструкции аналогичны воздухоподогревателям типа «Юнгстрем», приме-

няемым в паровых котлах. Они бывают с барабанными и дисковыми роторами.

Ротор регенератора 1 (рис. 2-25) представляет собой полый барабан (или диск), заполненный набивкой, в качестве которой могут служить тонкая гофрированная стальная лента, проволочная сетка, пористый материал и т. д. Такая набивка образует множество узких каналов, что позволяет создать огромную поверхность теплообмена при сравнительно небольших размерах самого регенератора.

Ротор 1 установлен на подшипниках в корпусе (статоре) 6 регенератора и медленно вращается со скоростью $n = 2 \div 100$ об/мин от электродвигателя 5 с редуктором 4. При вращении поверхность теплообмена регенератора поочередно омывается то горячим газом, то хо-

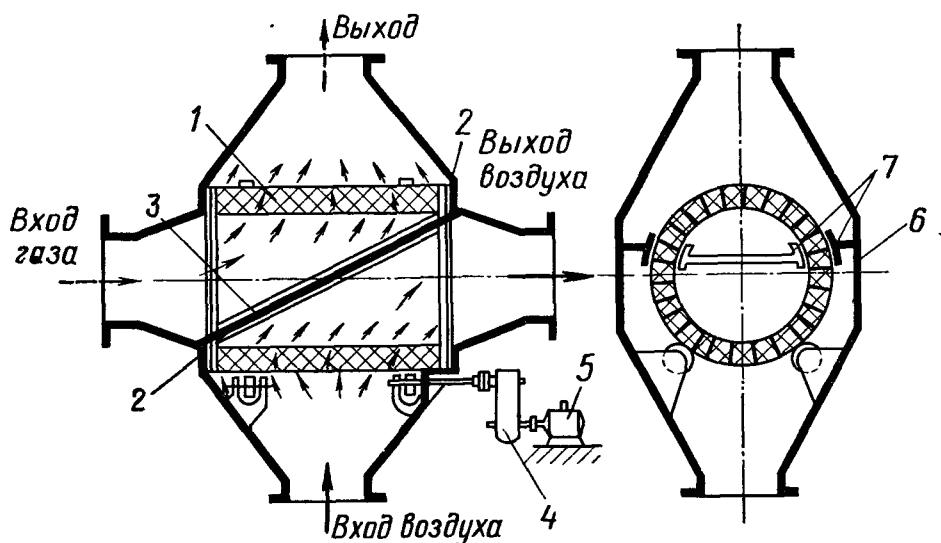


Рис. 2-25. Схема вращающегося регенератора с ротором барабанного типа

лодным воздухом. В результате этого тепло сначала аккумулируется набивкой, а затем передается нагреваемой среде. Потoki газа и воздуха отделены друг от друга с помощью разделяющей стенки 3. Несмотря на специальные уплотнения 2 и 7, при работе всегда имеют место протечки воздуха. Так как в регенераторах ГТУ воздух находится под относительно высоким давлением, а отходящие газы — под давлением, близким к атмосферному, то за счет большой разности давлений протечки воздуха даже при $\beta \approx 4$ достигают $2 \div 5\%$ от расхода воздуха через регенератор, что примерно на $3 \div 6\%$ снижает к.п.д. всей установки. Очевидно, что с повышением давления воздуха процент протечки будет возрастать. В этом, собственно, и заключается основной недостаток вращающихся регенераторов, который сильно ограничивает область их применения. В настоящее время они устанавливаются в ГТУ небольшой мощности, с невысокими степенями сжатия, чаще всего в транспортных установках, где компактность и малый

вес стоят на первом плане. Однако надо иметь в виду, что вращающиеся регенераторы по сравнению с регенераторами других типов обладают следующими важными достоинствами:

1. Они очень компактны. Их коэффициент компактности достигает $9000 \text{ м}^2/\text{м}^3$, т. е. он в несколько десятков раз больше, чем у трубчатых и пластинчатых регенераторов (см. табл. 2-1).

2. Имеют значительно меньший вес, особенно в ГТУ с невысоким давлением воздуха, поступающего в регенератор.

3. Имеют малое гидравлическое сопротивление ввиду небольшой абсолютной длины каналов, по которым движутся теплоносители.

4. Значительно проще и дешевле в изготовлении.

5. Их поверхность нагрева легко очищается от сажи и нагара путем обдува нагреваемым воздухом.

6. Поверхность теплообмена практически нечувствительна к прогарам и другим повреждениям. Обычно набивку регенератора меняют при износе (сгорании) ее свыше 20 %.

7. Вращающиеся регенераторы позволяют при относительно небольших размерах обеспечить высокие степени регенерации в ГТУ—до 90 % и выше. Прежде всего это достигается за счет применения поверхностей нагрева с малыми эквивалентными диаметрами (до 0,3 мм и меньше), что позволяет получить большие коэффициенты теплоотдачи при умеренных числах Нуссельта. Кроме того, поверхность теплоотдачи у вращающихся регенераторов весьма велика, так как она определяется общей суммарной поверхностью элементов, составляющих набивку регенератора.

Воздухоохладители в ГТУ, как правило, бывают трубчатыми теплообменниками с круглыми или овальными трубками. Причем с овальными трубками они получают более легкими и компактными. Расположение трубок может быть как шахматное, так и коридорное.

В качестве охлаждающей среды обычно применяется вода, которая пропускается внутри трубок, а воздух омывает их снаружи.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубкам находится в пределах $\alpha_v = 90 \div 175 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а от трубок к воде он составляет примерно $\alpha_{ж} = 4500 \div 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. В связи с этим для увеличения коэффициента теплопередачи за счет повышения отдачи тепла со стороны воздуха делается усиленное оребрение.

В воздухоохладителях оребрение обычно выполняется поперечным, ребра бывают круглыми, а также в виде прямоугольных и фасонных пластин, которые напаиваются на одну или на несколько трубок.

Трубки чаще всего применяются латунные, а ребра изготавливаются из латуни или красной меди. Однако трубки и ребра могут быть стальными или же из алюминия и его сплавов. В судовых ГТУ, где воздухоохладители охлаждаются морской водой, трубки изготавливаются из мельхиора. Скорость воды в воздухоохладителях принимается сравнительно небольшой $w = 0,5 \div 2,0 \text{ м/с}$, так как дальнейшее увеличение ее не приводит к ощутимому росту коэффициента теплопередачи, зато гидравлическое сопротивление повышается пропорционально квадрату скорости.

§ 2-14. Компрессоры

В ГТУ применяются осевые и центробежные компрессоры.

Осевые компрессоры получили наибольшее распространение в установках большой и средней мощности благодаря следующим достоинствам: 1) они обладают большой производительностью — до $430 \div 450$ кг/с и более; 2) имеют наиболее высокий к.п.д. ($83 \div 90\%$); 3) обеспечивают создание необходимых для ГТУ степеней повышения давления; 4) имеют небольшие поперечные размеры даже при большой производительности.

Основным недостатком осевых компрессоров является многоступенчатость, а отсюда сравнительная сложность их конструкции и значительная длина. Дело здесь в том, что степень повышения давления в отдельно взятой ступени не превышает $\beta = 1,25$. Поэтому, чтобы обеспечить необходимый напор, осевые компрессоры всегда выполняются многоступенчатыми.

Осевой компрессор в разрезе показан на рис. 2-26. В корпусе 14 вращается на подшипниках 1 и 13 ротор 12 с закрепленными на нем рабочими лопатками 5. В местах выхода вала ротора из корпуса имеются уплотнения 2. Ротор компрессора 12 с валом газовой турбины 11 соединяет муфта 10. Корпус 14 литой, имеет два разъема: вертикальный и горизонтальный. Внутрь его вставлены специальные обоймы, в пазах которых закреплены хвостами направляющие лопатки 6. Каждый ряд вращающихся рабочих лопаток 5 в совокупности с расположенным за ним рядом неподвижных направляющих лопаток 6 образуют ступень компрессора. Рассматриваемый на рис. 2-26 компрессор имеет 15 ступеней. Атмосферный воздух засасывается в компрессор через патрубок 4 и поступает в направляющий аппарат 3, в котором поток получает нужное направление перед входом в первую ступень. Этим достигается безударный вход и минимальные потери на входе. Сжатие воздуха в межлопаточных каналах рабочего колеса происходит в результате взаимодействия потока с вращающимися рабочими лопатками 5. В компрессорах, имеющих ступени со степенью реактивности $\rho_k < 1$, происходит, кроме того, дополнительное сжатие воздуха в каналах направляющих лопаток за счет преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. Из последней ступени воздух поступает в спрямляющий аппарат 7, в котором поток приобретает осевое направление перед входом в диффузор 9. В диффузоре воздух еще несколько сжимается за счет преобразования скоростной энергии потока в давление, и после этого через выходной патрубок 8 он поступает в нагнетательный трубопровод.

Таким образом, процесс преобразования энергии в осевом компрессоре является как бы обратным по сравнению с процессом в турбине, а именно: подводимая извне к ротору компрессора энергия затрачивается на сообщение воздуху кинетической энергии, которая в лопаточном аппарате преобразуется в давление.

В практике наиболее часто встречаются компрессоры, у которых ступени имеют степень реактивности $\rho_k = 0,5$ и $\rho_k = 1$. Но бывают также и компрессоры со ступенями, имеющими любые промежуточ-

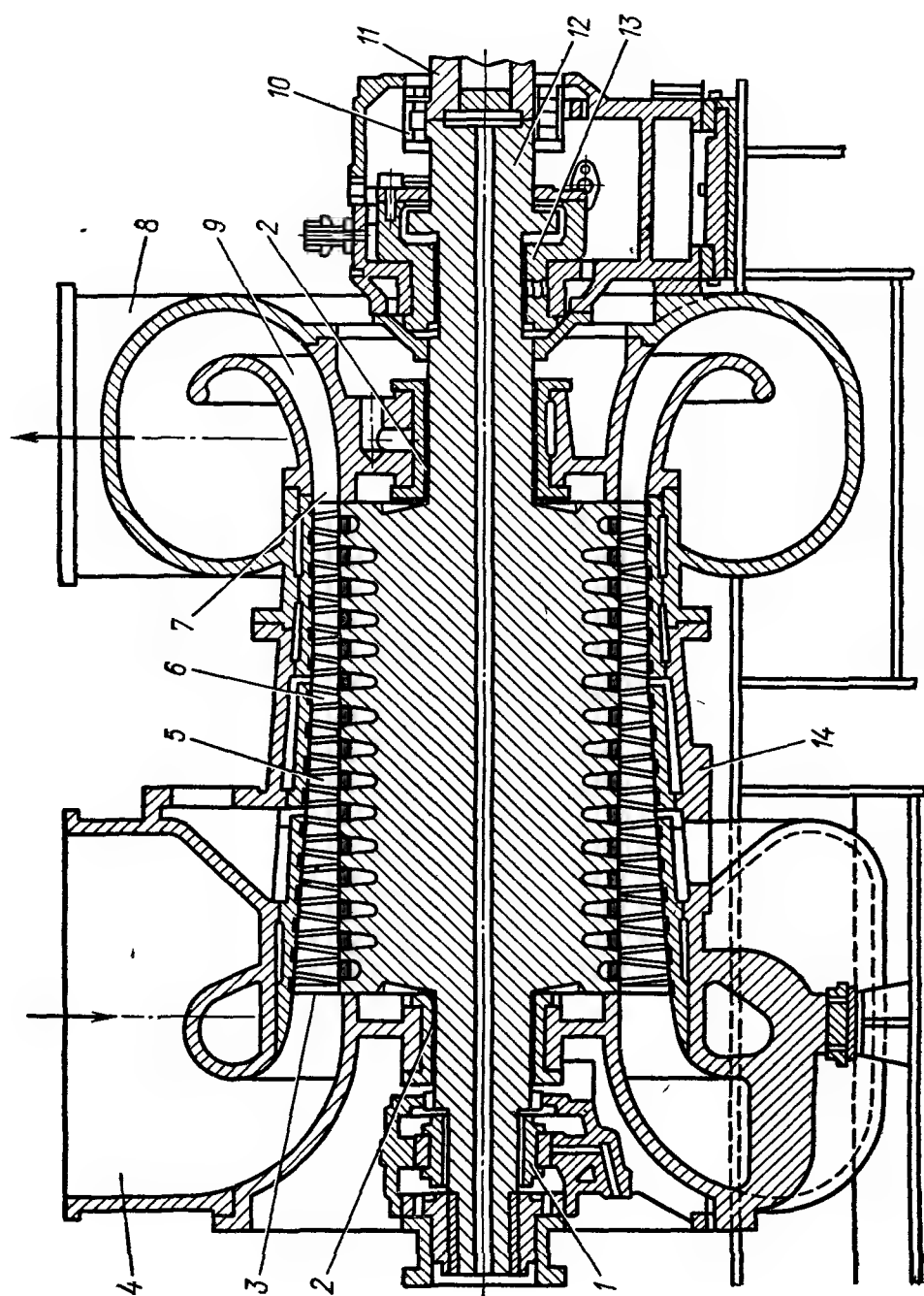


Рис. 2-26. Осевой компрессор с барабанным ротором

ные значения ρ_k и даже $\rho_k > 1$. При $\rho_k = 0,5$ работа сжатия распределяется поровну между рабочим колесом и направляющим аппаратом. В этом случае межлопаточные каналы в колесе и направляющем аппарате выполняются расширяющимися (диффузорными), для того чтобы в них происходило преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. Такие ступени допускают более высокую окружную скорость (u м/с) и поэтому могут создать наибольший напор. Компрессоры с высокой окружной скоростью и со ступенями, имеющими $\rho_k \approx 0,5$, применяются преимущественно на транспортных ГТУ.

При $\rho_k = 1$ (в реактивных ступенях) весь напор создается в рабочем колесе, а направляющие лопатки служат лишь для изменения направления потока. Поэтому межлопаточные каналы в рабочем колесе выполняются расширяющимися, а в направляющем аппарате они имеют одинаковую площадь сечения на входе и выходе. Ступени с $\rho_k = 1$ обычно применяются при малых окружных скоростях ($u = 160 \div 240$ м/с), характерных для компрессоров стационарных ГТУ. В этом случае они обеспечивают больший напор, и, кроме того, лучше работают на нерасчетных режимах, чем ступени с $\rho_k \approx 0,5$.

Для изготовления барабанов, дисков и лопаток осевых компрессоров обычно используются сталь и легкие сплавы. Так как лопатки могут быть подвержены коррозии и эрозии, то их часто изготавливают из нержавеющей стали, а также алюминиевых и магниевых бронз. Корпуса компрессоров изготавливаются из чугуна или легких сплавов, реже из стали литьем или сваркой. Рабочие лопатки крепятся к ротору с помощью различного типа замков: елочного, «ласточкин хвост», цилиндрического и т. д.

Центробежные компрессоры ГТУ чаще всего бывают одноступенчатыми, значительно реже (при $\beta > 6$) они могут быть и двухступенчатыми.

По сравнению с осевыми компрессорами имеют следующие преимущества: 1) так как степень повышения давления в отдельной ступени достигает $\beta = 4,5$, центробежные компрессоры имеют значительно меньшую длину; 2) они проще по конструкции и надежнее в работе; 3) менее чувствительны к чистоте поверхности проточной части; 4) при переходе на нерасчетные режимы к.п.д. их снижается менее резко, чем у осевых компрессоров. В связи с этим при малых объемных расходах воздуха центробежный компрессор часто оказывается более экономичным и поэтому выгодным, так как в этих случаях к.п.д. осевого компрессора значительно понижается вследствие возрастания потерь, связанных с малой высотой лопаточного аппарата.

Центробежные компрессоры уступают осевым в следующих отношениях: 1) обладают значительно меньшей производительностью; 2) имеют более низкий к.п.д. ($0,75 \div 0,85$); 3) характеризуются большими поперечными размерами.

Центробежные компрессоры в настоящее время широко применяются в качестве нагнетателей в ДВС с газотурбинным наддувом. Они используются также в ГТУ небольшой мощности преимущественно транспортного типа. Одноступенчатый центробежный компрессор по-

казан на рис. 2-27. Воздух через входной патрубок 5 поступает на рабочее колесо 4, с одной стороны которого имеются рабочие лопатки 6, образующие в колесе расширяющиеся по радиусу каналы. У данного компрессора рабочее колесо имеет радиальные лопатки, при которых степень реактивности $\rho_k \approx 0,5$. Если рабочее колесо имеет на входе загнутые назад лопатки, то тогда $\rho_k > 0,5$. Воздух в таком компрессоре сжимается в основном непосредственно в рабочем колесе. Создаваемый напор при прочих равных условиях получается меньше, чем

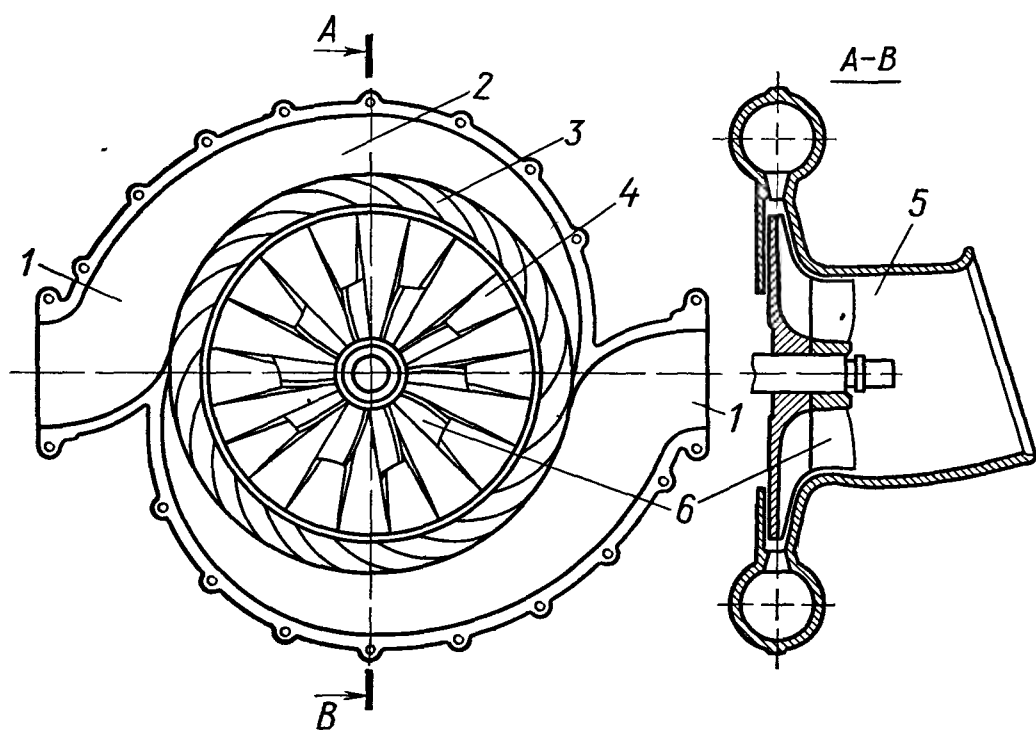


Рис. 2-27. Центробежный компрессор

в компрессоре с радиальными лопатками, т. е. при $\rho_k \approx 0,5$. Но зато в рабочих колесах с загнутыми назад лопатками межлопаточные каналы имеют наиболее благоприятную форму, с точки зрения обеспечения наименьших потерь и достижения наивысшего к.п.д. Компрессоры с такими лопатками широко применяются в стационарных ГТУ. В случае, если рабочее колесо на входе имеет загнутые вперед лопатки, $\rho_k < 0,5$. В таком компрессоре воздух в основном сжимается за рабочим колесом, а именно в направляющем аппарате диффузора. Создаваемый напор при одинаковых условиях получается здесь больше, чем в компрессоре с радиальными лопатками. Но и потери здесь тоже больше, так как к.п.д. компрессора в данном случае в значительной степени зависит от диффузора, а диффузоры являются наименее экономичной частью центробежного компрессора.

Для создания оптимальных условий на входе перед рабочим колесом часто устанавливается направляющий аппарат. При прохождении воздуха по межлопаточным каналам рабочего колеса он сжимается под действием центробежных сил, возникающих при вращении коле-

са, и, кроме того, приобретает большую скорость. В диффузоре 3 воздух дополнительно сжимается в результате преобразования скоростной энергии потока в давление. Диффузор 3 у рассматриваемого компрессора имеет направляющие лопатки для придания нужного направления воздушному потоку. Но в практике применяются также и безлопаточные диффузоры. Некоторое повышение давления воздуха за счет снижения скорости его движения продолжается и в улитках 2 корпуса, которые для этой цели выполнены расширяющимися по ходу движения потока. Сжатый воздух из компрессора через выходные патрубки 1 поступает в нагнетательный трубопровод.

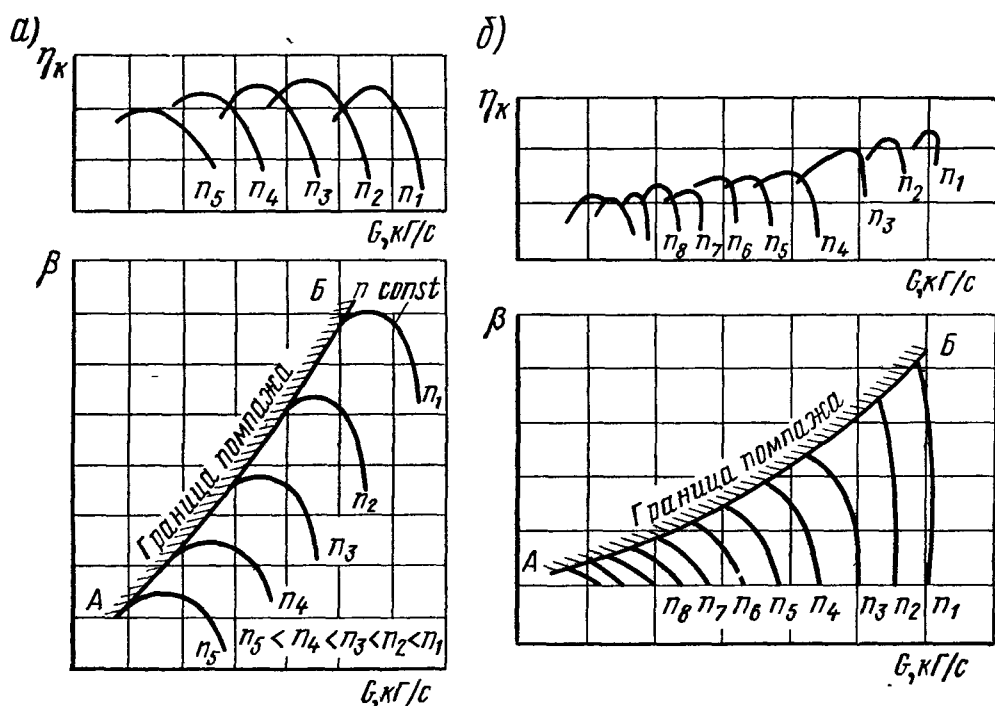


Рис. 2-28. Типичные характеристики компрессоров

Корпус данного компрессора выполнен в виде двух улиток, что обеспечивает более равномерный отвод воздуха из диффузора по его периферии. Но очень часто корпуса центробежных компрессоров имеют одну улитку. Корпуса и рабочие колеса центробежных компрессоров обычно изготавливаются литьем из стали или легких сплавов.

Потребляемая компрессором мощность

$$N_k = H_k G_v / \eta_k \eta_{k.m}, \quad (2-74)$$

где H_k — изоэнтальпийный теплоперепад в компрессоре, кДж/кг; η_k — внутренний к.п.д. компрессора; $\eta_{k.m} = 0,95—0,98$ — механический к.п.д. компрессора, учитывающий потери на трение в подшипниках; G_v — производительность компрессора, кг/с.

Для оценки работы компрессора на различных режимах и эксплуатационных качеств его вообще пользуются характеристиками, которые строятся на основании опытных данных, полученных путем специальных испытаний. Наиболее часто употребляются характерис-

тики, выражающие графически зависимость степени повышения давления β и к.п.д. компрессора от его производительности G_v при заданном числе оборотов n . По ним легко судить об экономичности и устойчивости работы компрессора на разных режимах работы. На рис. 2-28, а, б представлены такие характеристики соответственно для одноступенчатого центробежного и многоступенчатого осевого компрессоров. Как можно видеть, при каждом заданном числе оборотов n к.п.д. компрессора η_k и степень повышения давления β достигают максимума при вполне определенном расходе воздуха, величина которого тем больше, чем выше n . При заданном значении n уменьшение расхода G ниже определенного предела вызывает неустойчивую работу компрессора, называемую помпажем. Работа ГТУ в области помпажа совершенно недопустима, так как в компрессоре появляются сильные пульсации потока воздуха, возникает вибрация лопаток и всего компрессора в целом, что может вызвать серьезную аварию. Линия АБ, соединяющая точки начала помпажа при различных значениях n , называется границей помпажа. Слева от нее расположена область помпажа, а справа — область устойчивых режимов работы компрессора.

§ 2-15. Регулирование ГТУ, их пусковые и защитные устройства

В ходе эксплуатации ГТУ приходится значительную часть времени работать на частичных нагрузках, а транспортным установкам — нередко и с переменным числом оборотов. Исходя из этого, необходимо обеспечить на всех рабочих режимах: а) возможно более высокую экономичность ГТУ; б) температуру газов перед турбиной, не превышающую допустимую величину по условиям надежности и долговечности лопаточного аппарата; в) устойчивый процесс горения в камере сгорания без срывов пламени; г) беспомпажные режимы работы компрессоров.

Во всех случаях изменение полезной мощности ГТУ в конечном счете достигается изменением расхода сжигаемого топлива. Для этого до поступления в камеру сгорания топливо проходит через регулятор подачи топлива, находящийся под воздействием регулятора скорости. Но в зависимости от того, как осуществляется сам процесс регулирования, различают два основных способа регулирования: качественное и количественное.

Качественное регулирование производится путем изменения температуры газа перед турбиной при малом изменении расхода нагнетаемого воздуха. В этом случае при снижении нагрузки регулятор скорости, воздействуя на регулятор подачи топлива, уменьшает количество топлива, поступающего в камеру сгорания. В результате коэффициент избытка воздуха увеличивается, а температура газа и давление его снижаются, что приводит к уменьшению степени повышения давления β и срабатываемого в турбине теплового перепада H_t . Но из (2-17) и (2-25) видно, что при уменьшении β и H_t уменьшается

удельная полезная работа l_i , а следовательно, и мощность ГТУ. При качественном способе регулирования имеет место некоторое небольшое по величине изменение расходов нагнетаемого компрессором воздуха и газа через турбину, вследствие чего из-за отклонения режима работы от расчетного снижаются к.п.д. турбомашин. Качественное регулирование является наиболее простым способом, обеспечивающим работу ГТУ на любых режимах. Применяется этот способ в основном в простейших одновальных установках, работающих с постоянным числом оборотов. Его недостаток заключается в том, что на частичных нагрузках экономичность ГТУ резко уменьшается в результате значительного снижения температуры газа перед турбиной, а также из-за уменьшения к.п.д. турбомашин. Например, в ГТУ с $\beta = 5$ и при начальной $T_1 = 920$ К с уменьшением нагрузки до 50% от номинальной эффективный к.п.д. снижается приблизительно на 20% по сравнению с тем значением, которое было на полной нагрузке.

Как это видно из (2-24) и (2-38), мощность ГТУ можно изменять не только за счет l_i , но и за счет изменения расхода рабочего тела — G_v . Такой способ называется *количественным регулированием*. В чистом виде его можно осуществить в замкнутых ГТУ, где весовой расход рабочего тела можно изменять в широких пределах изменением давления перед компрессором (см. § 2-7). Температура газа перед турбиной при этом остается почти неизменной, благодаря чему экономичность установки на частичных нагрузках получается наиболее высокой.

В открытых ГТУ количественное регулирование осуществляется изменением числа оборотов компрессора, что вызывает соответствующее изменение расхода воздуха и степени повышения давления в установке. Для этого компрессор или часть его выделяется в самостоятельный агрегат с приводом от специальной компрессорной турбины, скорость вращения которой в зависимости от заданного режима работы компрессора регулируется за счет изменения температуры газа на входе. Вторая же турбина, полезно отдающая мощность потребителю, например, электрогенератору, регулируется изменением расхода газа при его почти неизменной или мало отклоняющейся от расчетной температуре на входе, что обеспечивает более высокий к.п.д. на частичных нагрузках, чем при качественном регулировании. Таким образом, количественное регулирование легко осуществлять в многовальных установках, в том числе в ГТУ с разрезным валом. Нужно всегда иметь в виду и тот факт, что при качественном регулировании вследствие изменения температуры газа перед турбиной изменяется более или менее резко во времени температура лопаток и других деталей, в результате чего в них возникают большие по величине термические напряжения. При многократном повторении температурных смен (колебаний) эти напряжения обычно приводят к появлению усталостных трещин в лопатках. Из этого следует, что количественное регулирование не только экономичнее, но и обеспечивает большую надежность и долговечность ГТУ, работающих на переменных режимах. В целом же практика показывает, что в открытых ГТУ обычно не применяется чисто качественное или чисто количественное регулирова-

ние, а всегда бывает смешанное регулирование. Причем в одних схемах ГТУ доминирующую роль играет качественное изменение рабочего тела (его температуры), а в других — количественное.

Особенность регулирования ГТУ, предназначенных для выработки электроэнергии, заключается в том, что система автоматического регулирования должна в этом случае обеспечивать устойчивую работу турбогенератора с неизменным числом оборотов на всех нагрузочных режимах, а также при переходе с одного режима на другой. Это необходимо потому, что частота переменного и напряжение постоянного тока зависят от числа оборотов генератора, а потребители тока, как правило, требуют поддержания строго постоянными этих параметров. В связи с этим нужно, чтобы система регулирования ГТУ была не только устойчива, но также обладала хорошими динамическими характеристиками, а именно обеспечивала при резких сбросах и набросах нагрузки минимальную величину изменения скорости вращения.

Кроме того, необходимо, чтобы колебания при переходе с режима на режим быстро затухали, а сам процесс регулирования заканчивался в течение возможно более короткого промежутка времени.

Запуск ГТУ осуществляется обычно одним из следующих способов: 1) с помощью электродвигателя, питаемого во время запуска от постороннего источника; 2) с помощью специальной пусковой паровой или газовой турбины небольшой мощности; 3) с помощью двигателя внутреннего сгорания; 4) от возбuditеля электрогенератора, который для этого при запуске переводится на режим работы электродвигателя. Питание возбuditеля в этом случае производится или от аккумуляторной батареи, или же от дизельгенератора постоянного тока.

По данным испытаний, требующаяся для запуска одновальных стационарных ГТУ мощность пускового электродвигателя должна составлять примерно $3\div 5\%$ от полезной мощности установки. Для запуска двухвальных ГТУ эта мощность составляет несколько больше 5% . Запуск ГТУ, предназначенных для работы на тяжелых сортах топлива, производится на более легком пусковом топливе: газойле или дизельном. Система подачи пускового топлива должна быть возможно более простой и обеспечивать плавный переход работы камеры сгорания с пускового топлива на рабочее без существенного нарушения процесса сгорания.

Защитные устройства ГТУ имеют следующее назначение: 1) предохраняют турбину от разгона; 2) выключают установку в случае возникновения при работе опасности поломки деталей агрегата или же перегрева турбины при повышении температуры газа на входе свыше допустимой величины; 3) предупреждают аварии, которые могут иметь место вследствие неправильного обслуживания установки.

В современных ГТУ обычно устанавливаются защитные устройства: регулятор безопасности, реле остановки, предельный регулятор температуры, приспособление для быстрого выключения подачи топлива в камеру сгорания при внезапном прекращении горения.

Регулятор безопасности (предохранительный выключатель) прекращает подачу топлива в камеру сгорания при повышении числа оборотов турбины свыше предельно допустимого значения, которое обычно принимается на 10÷12% выше рабочего числа оборотов. Принцип действия его такой же, как и в паровых турбинах.

Реле остановки действует во всех случаях, когда возникает необходимость экстренным образом остановить ГТУ. Это гидравлический или электрический агрегат, который воздействует на специальный сливной золотник и с его помощью вызывает резкое снижение давления масла в системе регулирования. Одновременно реле отключает от сети пусковые электродвигатели, если до этого они были включены. Кроме того, реле остановки автоматически включает вспомогательный масляный насос, сигнальное реле и другие устройства, обеспечивающие безопасность остановки ГТУ, а также сигнализирующие о ее остановке.

В сложных и многовальных ГТУ для обеспечения последовательности операций остановки все защитные устройства, кроме подачи топлива в камеру сгорания, действуют через реле остановки. Реле остановки действует также во всех случаях, когда возникает опасность возникновения аварии: при недопустимом падении давления масла в системах смазки или регулирования, при перегреве генератора, при различных повреждениях элементов ГТУ и т.д.

Предельный регулятор температур служит для ограничения температуры газа перед турбиной, а также для выключения подачи топлива в случае недопустимого ее повышения. В связи с тем что при эксплуатации ГТУ нередко бывают резкие набросы нагрузки, предельный регулятор должен сначала воздействовать на снижение температуры газа перед турбиной. В системах регулирования с дроссельными золотниками это осуществляется снижением давления масла в системе с помощью специальных сливных золотников, управляемых регулятором температуры. Если же этого мероприятия недостаточно и температура газа остается выше допустимого значения, регулятор температуры через реле остановки выключает подачу топлива.

Необходимость в применении специального приспособления для быстрого выключения подачи топлива в камеру сгорания при внезапном прекращении горения вызвана следующим чрезвычайным обстоятельством. Дело в том, что при затухании факела обороты турбины начинают быстро снижаться, а система регулирования при этом увеличивает подачу топлива через форсунки. Скопившееся в камере сгорания топливо может вызвать взрыв при воспламенении. Исходя из этого, указанное приспособление вступает в действие лишь тогда, когда скорость вращения турбины снизится более чем на 15%.

§ 2-16. Современные конструкции ГТУ и области их применения

В энергетике ГТУ в большинстве случаев используются благодаря быстрой запуску и восприятию полной нагрузки, что осуществляется в течение нескольких минут, в качестве пиковых и резервных устано-

вок для покрытия мощностей 10 000–100 000 кВт. Вследствие меньших капитальных затрат по сравнению с паротурбинными установками и простоты обслуживания они иногда применяются на электростанциях небольшой мощности также в качестве основных базовых агрегатов. И это особенно целесообразно, если месторасположение электростанции находится в районе, где имеется острый дефицит в охлаждающей воде.

Для современного газотурбостроения характерно увеличение начальной температуры газа и степени повышения давления. Но наряду с этим существует стремление сократить применение аустенитных сталей, особенно для роторов турбин, компенсируя это за счет использования различных эффективных способов их охлаждения. Для повышения надежности, долговечности и мобильности ГТУ за последнее время появилась тенденция к упрощению их схем, причем даже для установок большой мощности — свыше 15 МВт.

Путем утилизации тепла отходящих газов в теплофикационных установках, котлах-утилизаторах коэффициент использования тепла топлива в ГТУ повышают до 70% и более.

В настоящее время стремятся увеличивать единичную мощность установок на электростанциях. В нашей стране создана самая мощная в мире ГТУ типа ГТ-100-750-2, тепловая схема которой рассмотрена в § 2-6. Эта установка двухвальная, но все ее основные агрегаты ском-

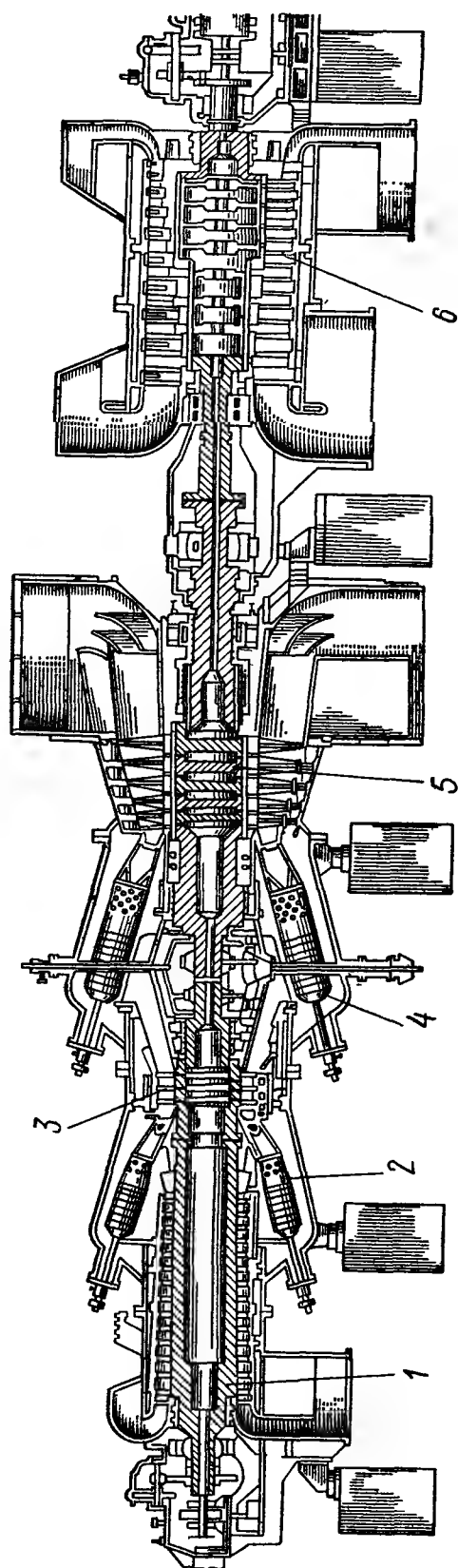


Рис. 2-29. Продольный разрез ГТУ типа ГТ-100-750-2

понованы в одну линию (рис. 2-29). При этом компрессор высокого давления 1, камера сгорания высокого давления 2, турбина высокого давления 3, камера сгорания низкого давления 4 и турбина низкого давления 5 имеют общий корпус. Компрессор же низкого давления 6 заключен в отдельный корпус. Он осевой, восьмиступенчатый, обеспечивает степень повышения давления $\beta = 4,3$ и работает с высокой окружной скоростью порядка 325 м/с. Ротор компрессора 6 состоит из вала с насадными дисками, соединенными между собой болтами. Рабочие лопатки из нержавеющей стали устанавливаются в диски с торцевой стороны и крепятся замком типа «ласточкин хвост». Высота лопаток первой ступени равна 520 мм, а диаметр облопачивания составляет 750 мм. Компрессор высокого давления 1 имеет 13 ступеней и обеспечивает степень повышения давления $\beta = 6,3$. Ротор его барабанного типа, сборный. Рабочие лопатки кованые, из нержавеющей стали. Направляющие аппараты сварные, объединены в обоймы. Вал компрессора 1 соединен фланцем с турбиной высокого давления 3, которая имеет 3 ступени. Ротор ее составной, из трех соединенных болтами дисков. Лопатки первых двух ступеней турбины изготовлены из жаропрочного сплава на никелевой основе, а лопатки третьей ступени — из аустенитной стали.

Электрогенератор и компрессор низкого давления 6 приводятся во вращение от пятиступенчатой турбины низкого давления 5. Лопатки первых двух ее ступеней также изготовлены из сплава на никелевой основе, третьей и четвертой ступеней — из аустенитной стали, а пятой ступени — из высокохромистой нержавеющей стали. Ротор турбины 5 составной из соединенных болтами дисков, которые изготовлены так же, как и диски ротора турбины высокого давления 3, из стали перлитного класса. Роторы обеих турбин 3 и 5 охлаждаются продувкой воздуха через монтажные зазоры хвостовиков рабочих лопаток.

Камеры сгорания высокого давления 2 и низкого давления 4 аналогичны по конструкции. Каждая из них образована двенадцатью пламенными трубами, которые расположены вокруг турбомашин. В каждой из труб установлена комбинированная горелка, предназначенная для сжигания жидкого и газообразного топлива.

Запуск установки осуществляется с помощью специальной пусковой паровой турбины, вращающей через редуктор с расцепным устройством вал компрессора высокого давления 1. Установка имеет дистанционное управление. Системы ее автоматического регулирования и защиты обеспечивают устойчивую и надежную работу на пусковых и рабочих режимах как на газообразном, так и на жидком топливе.

Благодаря небольшим весо-габаритным показателям, простоте обслуживания и маневренности ГТУ успешно применяются для передвижных электростанций, которые обычно делаются в виде энергопоездов, состоящих из одного или двух вагонов, либо в виде прицепных автофургонов. Мощность таких электростанций достигает 6000 кВт, к.п.д. — 18÷20% и более. Установки вводятся в действие за 5÷20 мин.

В качестве примера можно назвать серийно выпускаемые в нашей стране автоматизированные газотурбинные электростанции типа

ПАЭС-1600-Т/6,3 и ПАЭС-1250-Т/6,3, мощность которых соответственно равна 1600 и 1250 кВт. Каждая такая электростанция монтируется в двух полуприцепах-фургонах, транспортировка которых осуществляется автотягачами.

Газотурбогенератор электростанции имеет систему автоматического запуска и приема нагрузки за время не более 5 мин. При работе он не требует непрерывного наблюдения со стороны обслуживающего персонала, управляется с местного пульта или телесигналами, имеет автоматическую защиту по всем основным параметрам турбогенератора. Рабочим топливом могут служить керосин, дизельное топливо, а также природный или попутный газ промышленного применения.

Для привода электрогенератора использован конвертированный авиационный турбовинтовой двигатель АИ-20, который очень компактен, легок, не требует охлаждающей воды, надежен в эксплуатации и удобен в обслуживании. Чтобы обеспечить достаточно длительный моторесурс газотурбинного двигателя, температура газа перед турбиной снижена (примерно до 950 К) по сравнению с авиационным вариантом двигателя АИ-20.

Следует отметить, что у нас в стране и за рубежом в последнее время все в более широком масштабе используются авиационные газотурбинные двигатели (АГТД) в энергетике и промышленности. АГТД являются более отработанными и совершенными в конструктивном отношении двигателями. Они могут работать в любых климатических условиях, не нуждаются в охлаждающей воде, быстро запускаются и способны принимать нагрузку без предварительного прогрева. Благодаря массовости производства АГТД имеют относительно низкую стоимость, более компактны, имеют еще меньшие вес и габариты, чем ГТУ энергетического типа. В результате этого для их установки требуются легкие и простые фундаменты, небольшие по размерам помещения, что в итоге позволяет резко снизить затраты на капитальное строительство [5]. За счет автоматизации и дистанционного управления для АГТД требуется крайне ограниченное число обслуживающего персонала. При применении АГТД в качестве пиковых и резервных установок при снижении частоты тока в сети они обычно включаются автоматически или дистанционно (по радио либо телефону) при полностью автоматизированной системе управления.

Недостатками АГТД являются меньшие моторесурс и экономичность по сравнению с ГТУ энергетического типа.

При конвертировании АГТД на выходе газов из двигателя вместо реактивного сопла устанавливается силовая турбина, мощность которой передается на электрогенератор либо каким-то другим потребителям. Так, американской фирмой «Дженерал Электрик» разработана установка, в которой 10 АГТД работают на одну консольно установленную одноступенчатую турбину, соединенную с электрогенератором мощностью 100 000 кВт. Принципиально иная компоновка принята в установке фирмы «Пратт Уитни». В ней АГТД расположены перпендикулярно оси силовой турбины. Каждая пара двигателей работает на одну турбину мощностью 30 000 кВт. Роторы силовых турбин

соединены в установке последовательно, мощность всей установки составляет 120 000 кВт [5].

В связи с бурным развитием добычи и использования природного газа за последние десятилетия резко возросла протяженность магистральных газопроводов. При перекачке газа по газопроводам его требуется сжимать до 50 бар, вследствие чего возникла необходимость в большом количестве газоперекачивающих станций. На этих станциях обычно устанавливаются мощные высокооборотные компрессоры с приводом от ГТУ. У нас в стране для этой цели сейчас широко применяются ГТУ типа ГТ-700-5 НЗЛ и ГТН-9-750 ЛМЗ, топливом для которых служит природный газ, поступающий непосредственно из газопровода.

Показанная на рис. 2-30 установка ГТ-700-5 выполнена с «разрезным валом» и регенерацией тепла отходящих газов. Турбина высокого давления 3 вращается со скоростью 5000 об/мин и служит приводом осевого компрессора 1, который имеет 11 ступеней и обеспечивает степень повышения давления $\beta = 3,9$. Ротор компрессора 1 цельнокованный, барабанного типа, со сквозным центральным отверстием. Турбина низкого давления 4 силовая, она приводит во вращение через зубчатый редуктор центробежный нагнетатель газа. Число оборотов ее может регулироваться в диапазоне 3800÷5750 об/мин. Передаваемая нагнетателю газа мощность составляет 4250÷4300 кВт. Температура газов перед турбиной 3 равна 970 К. К.п.д. ГТУ на номинальной мощности при регенерации тепла и расчетных параметрах газа достигает 25%. Турбина высокого давления 3 двухступенчатая, а турбина низкого давления 4 — одноступенчатая. Турбины имеют дисковые роторы, которые охлаждаются воздухом. Обе турбины заключены в общий корпус 2, имеющий горизонтальный и вертикальный разъемы. Корпус отлит из перлитной стали, внутри него имеется тонкостенный экран, изготовленный из листовой аустенитной стали. Благодаря тому, что между экраном и корпусом размещен слой теплоизоляционного материала 5, температура наружной поверхности корпуса сравнительно невелика.

Все шире внедряются газовые турбины в различные отрасли промышленности. Особенно большой технико-экономический эффект дает применение газовых турбин в ряде производств, когда ГТУ непосредственно включаются в тот или иной технологический процесс. Примером тому могут служить процессы, для осуществления которых требуется большое количество сжатого воздуха, и в то же время в них выделяется много тепла. Так, на нефтеперегонных заводах при крекинг-процессе подается сжатый воздух с давлением 3,5÷4 бар, а из крекинг-установок отходит газ с температурой 720÷770 К при $p \approx \approx 3$ бар. В этом случае для сжатия воздуха успешно используются осевые компрессоры с приводом от газовых турбин, работающих на отходящем газе.

В химической промышленности целый ряд установок по производству слабой азотной кислоты работает, потребляя большое количество воздуха при давлении 6÷9 бар. В результате процесса окисления аммиака в этих установках выделяется много тепла. Применение в дан-

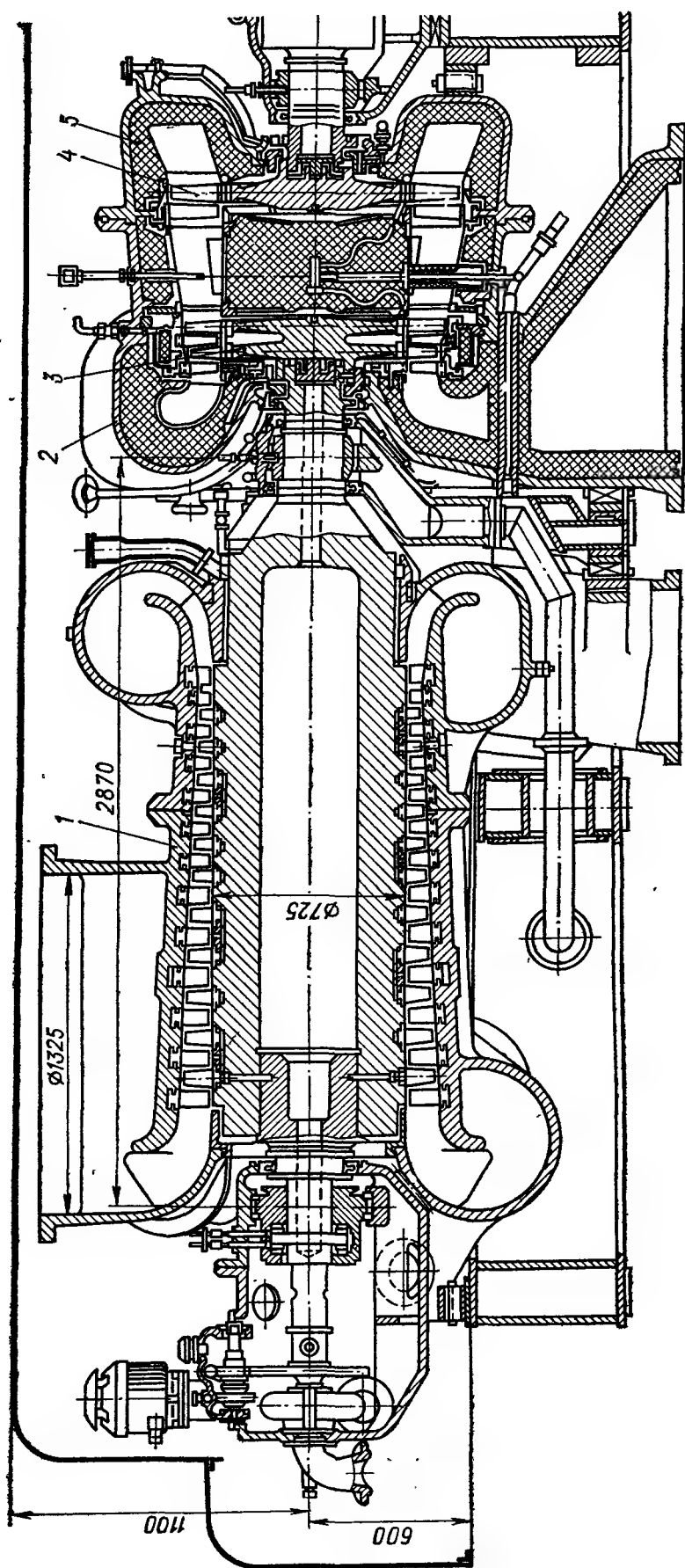


Рис. 2-30. Продольный разрез установки ГТ-700-5

ном случае газовых турбин, использующих отходящее тепло, для привода воздушных компрессоров дает значительную экономию в денежных средствах. Имеется еще и немало других примеров применения газовых турбин в химической промышленности [7]. В металлургии, как известно, доменные печи потребляют огромное количество сжатого воздуха при давлении примерно $1,2 \div 4,7$ бар, вследствие чего мощность, затрачиваемая на привод доменных воздуходувок, может достигать 20 000 кВт и больше. Применение газовых турбин, работающих на образующемся при доменном процессе газе, дает возможность не только обеспечить привод этих воздудувок, но и в определенных условиях вырабатывать одновременно еще значительное количество электроэнергии. Дело в том, что уходящий доменный газ имеет давление порядка $1,2 \div 2,5$ бар и выше и температуру $440 \div 550$ К при работе доменной печи на холодном агломерате. При работе печи на горячем агломерате температура газа достигает $540 \div 620$ К. Направлять доменный газ прямо из печи в газовую турбину нельзя вследствие его значительной запыленности. В случае применения тонкой сухой очистки газа от пыли температура его снижается очень мало по сравнению с вышеуказанными значениями. При мокрой газоочистке, которая сейчас еще широко распространена, температура газа за счет увлажнения снижается до $30 \div 40^\circ \text{C}$. При этом газ нужно предварительно подогревать перед поступлением его в турбину. Подогревать газ можно различными способами, в том числе и путем сжигания CO , содержащегося в доменном газе в количестве $25 \div 30\%$ по объему. За счет CO и очень небольших количеств H_2 и CH_4 , в сумме составляющих примерно 2%, доменный газ имеет теплоту сгорания в среднем $3350 \div 4200$ кДж/м³ [10]. Существует сравнительно много разных схем рационального использования доменного газа для работы газовых турбин. Среди них особое внимание заслуживают схемы с так называемыми газовыми утилизационными бескомпрессорными турбинами (ГУБТ). Эти турбины работают на избыточном давлении отходящего газа, компрессор в установке в данном случае отсутствует. В результате этого уменьшается стоимость установки, а вся мощность, развиваемая турбиной, за исключением небольших потерь, передается потребителю, например на привод электрогенератора.

На рис. 2-31 показан продольный разрез ГУБТ-6 НЗЛ. Турбина двухступенчатая, активная. Перед первой ступенью имеется поворотная диафрагма 2, которая служит для регулирования турбины и для перевода ее на холостой ход при внезапном сбросе нагрузки. Турбина выполнена с насадными на вал 4 дисками 3 и имеет литой корпус 1. Вал турбины муфтой 5 соединен с валом электрогенератора 6.

Установке с ГУБТ-6 свойственны следующие основные показатели:

Мощность электрическая $N_{э}$, кВт	6000
Число оборотов турбины n , об/мин	3000
Расход газа через турбину G_r , м ³ /ч	150000
Относительный внутренний к. п. д. турбины η_{oi}	0,825
Расчетное давление газа перед турбиной $p_{н.т}$, бар	2,4
Температура газа перед турбиной $T_{н.т}$, К	720

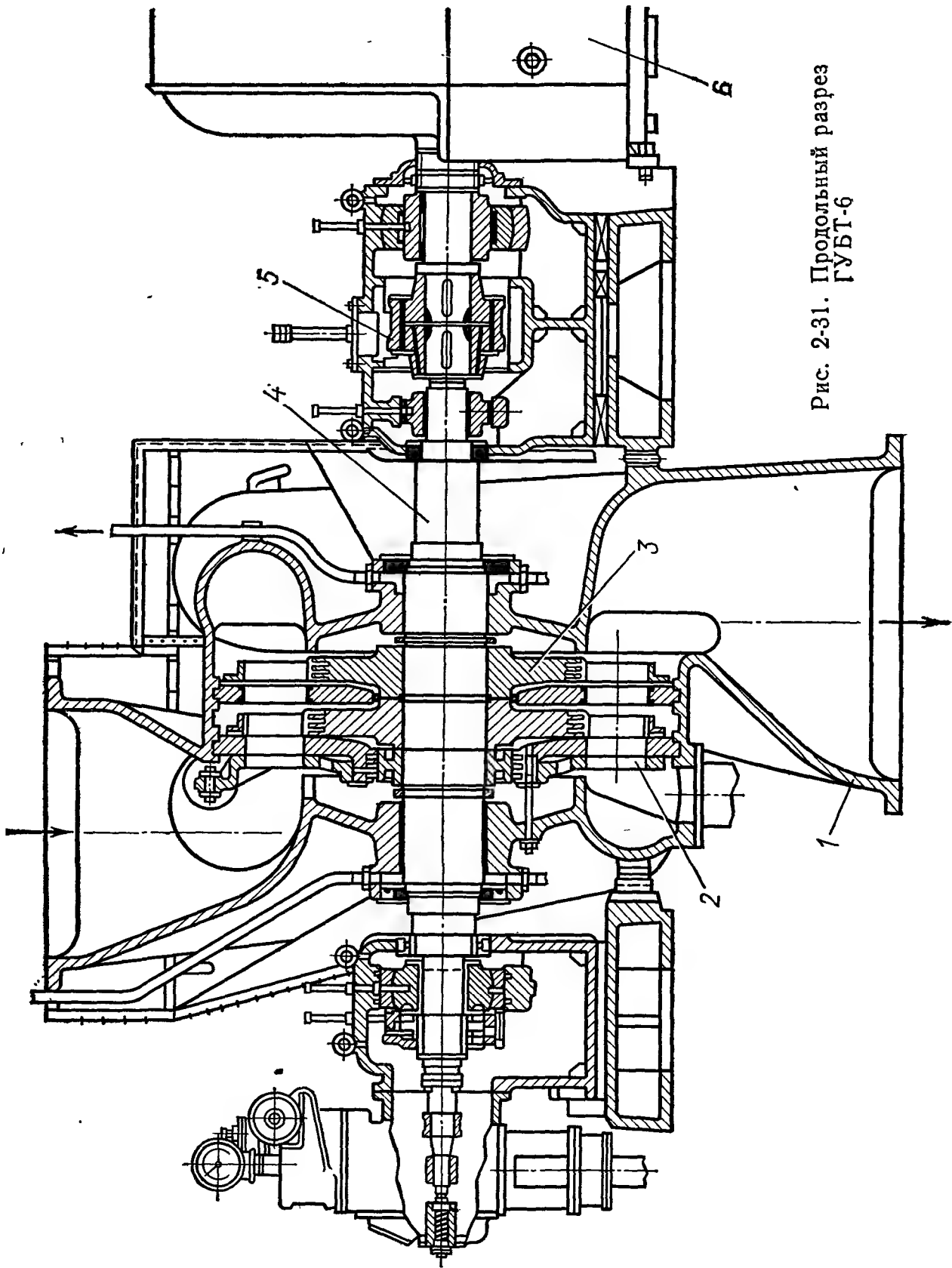


Рис. 2-31. Продольный разрез
ГУБТ-6

На основании расчетов и опыта эксплуатации существующих ГУБТ установлено, что в зависимости от давления доменного газа, схемы и параметров установки с ГУБТ в ней можно выработать 40÷200 кВт·ч электроэнергии на 1 т выплавленного в доменной печи чугуна. При этом мощность турбины, питаемой газом от одной крупной печи, может достигать 15 000÷25 000 кВт [10]. Себестоимость электроэнергии получается значительно ниже себестоимости электроэнергии, вырабатываемой на современных мощных конденсационных электростанциях.

Учитывая огромные масштабы доменного производства в нашей стране и то обстоятельство, что большинство доменных печей работают сейчас при повышенном давлении газа ($\geq 1,7 \div 2,5$ бар), использование избыточного давления доменного газа и содержащегося в нем тепла приобретает очень важное значение для народного хозяйства.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Глава 3-1.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 3-1. Области применения и классификация двигателей внутреннего сгорания

В двигателях внутреннего сгорания топливо сгорает непосредственно внутри цилиндра двигателя и рабочим телом являются газообразные продукты сгорания. Получающееся в результате горения тепло превращается в механическую работу в рабочем цилиндре посредством передачи поршню работы расширения газов. Отсутствие в двигателях внутреннего сгорания промежуточного рабочего тела (водяного пара) и возможность проведения процесса преобразования тепла в механическую работу при высокой разности термодинамических потенциалов (температура газов при сгорании $1800\div 2700$ К и в конце расширения $800\div 1500$ К) обуславливают получение в двигателях внутреннего сгорания в отношении преобразования теплоты в механическую работу наибольшего коэффициента полезного действия среди всех других видов тепловых двигателей, используемых в промышленности в настоящее время.

Наличие промежуточного рабочего тела в паротурбинной установке приводит к снижению коэффициента использования энергии, т. е. к потере работоспособности тепла, выделившегося в результате сгорания топлива, за счет необратимости при передаче тепла к воде и пару. Температура пара по сравнению с температурой газов в топке более низкая, поэтому работоспособность пара значительно ниже работоспособности газов, получающихся непосредственно в процессе сгорания в топке.

Основные преимущества теплоэнергетических установок с двигателями внутреннего сгорания по сравнению с паровыми сводятся к следующему: а) отсутствие котельной и конденсационной установки с большим количеством вспомогательных устройств; б) быстрый запуск установки, т. е. готовность к действию; в) малые габариты и меньший вес установки с двигателями внутреннего сгорания для мощностей примерно до 20 тыс. кВт.

Удельные веса современных двигателей внутреннего сгорания изменяются в следующих пределах:

Тихоходные дизели	30÷70 кг/кВт
Быстроходные дизели (судовые, стационарные, транспортные)	2÷30 кг/кВт
Карбюраторные двигатели	0,5÷6 кг/кВт

Эффективный коэффициент полезного действия η_e различных типов тепловых двигателей находится в следующих пределах:

Паротурбинные установки мощностью до 100 тыс. кВт без промперегрева (давлением пара $p = 90$ бар и температурой $t = 480 \div 535^\circ\text{C}$)	24÷26 %
Паротурбинные установки мощностью 150—200 тыс. кВт с промперегревом (давлением пара $p = 130$ бар и температурой $t = 565/565^\circ\text{C}$)	35÷37 %
Паротурбинные установки мощностью 300 ÷ 800 тыс. кВт с промперегревом (давлением пара $p = 240$ бар, температурой $t = 565/565^\circ\text{C}$ и $t = 540/540^\circ\text{C}$)	39÷41 %
Газотурбинные установки без регенерации	20÷26 %
Газотурбинные установки с регенерацией	30÷34 %
Карбюраторные двигатели	22÷30 %
Дизели	35÷42 %
Комбинированные турбопоршневые двигатели	38÷45 %

Основными недостатками двигателей внутреннего сгорания являются: а) необходимость применения в них только высококачественного жидкого и газового топлива и невозможность применения твердого топлива; б) трудность создания двигателей внутреннего сгорания в одном агрегате мощностью более 50÷100 тыс. кВт; в) большой вес энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания по сравнению с паротурбинными установками при мощности более 20÷40 тыс. кВт.

В связи с этим в современных крупных тепловых электростанциях применяются лишь паротурбинные установки.

Высокая по сравнению с другими типами тепловых двигателей экономичность двигателя внутреннего сгорания, возможность постройки их в весьма большом диапазоне мощностей (0,5÷40 тыс. кВт) с относительно малым весом и габаритными размерами, быстрое приведение в действие обусловили их широкое распространение в самых различных отраслях промышленности, транспорта и сельского хозяйства. В стационарных установках двигатели внутреннего сгорания нашли широкое распространение на мелких электростанциях, в промышленных энергетических установках заводов, фабрик, рудников, в элеваторах, на мельницах, водокачках и в оросительных системах; они применяются как силовые агрегаты передвижных электростанций, компрессорных и насосных станций, в установках связи и различных мастерских; используются на строительных и дорожных машинах, при бурении нефтяных скважин, для привода средств механизации сельского хозяйства и т. д. На железнодорожном транспорте двигатели внутреннего сгорания также находят самое широкое применение; как известно, в нашей стране уже с 1956 г. прекращено производство паровозов, и машиностроительные заводы перешли на строительство тепловозов и электровозов. В 1970 г. в Советском Союзе в основном был завершен перевод железных дорог на тепловозную и электровозную тягу. В качестве силовых агрегатов средств безрельсового транспорта — автомобилей, тракторов, мотоциклов, самоходных комбайнов — используются исключительно двигатели внутреннего сгорания.

В судовых установках (на быстроходных катерах, моторных лодках, буксирных и нефтеналивных судах) преимущественно применяются двигатели внутреннего сгорания. Они получили широкое

распространение на грузовых и товаро-пассажирских судах (теплоходах и теплоэлектроходах), ледоколах, рефрижераторных, рыболовных и других судах морского и речного флота. В судовых установках используются разнообразные типы двигателей внутреннего сгорания. Для водного транспорта требуются двигатели от самых малых до очень крупных, развивающих мощность в несколько десятков тысяч киловатт. Водный транспорт (морской и речной) является наиболее широкой областью для применения двигателей различных конструкций, мощностей, чисел оборотов, моторесурсов, габаритов. Поэтому в числе судовых двигателей представлены различные типы двигателей внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе и на сжиженном газе.



Рис. 3-1. Классификация двигателей внутреннего сгорания

Классификация двигателей внутреннего сгорания может проводиться по следующим основным признакам.

1. По способу смесеобразования (рис. 3-1): а) двигатели с внешним смесеобразованием, в которых топливо с воздухом смешиваются вне цилиндра двигателя и в цилиндр подается готовая горючая смесь; б) двигатели с внутренним смесеобразованием, в которых воздух и топливо в цилиндр двигателя подаются отдельно, а смешение топлива с воздухом происходит внутри рабочего цилиндра.

С внешним смесеобразованием работают карбюраторные и четырехтактные газовые двигатели; с внутренним смесеобразованием работают дизели, турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия и некоторые двухтактные газовые двигатели.

2. По способу воспламенения рабочей смеси: а) двигатели с искровым зажиганием; б) двигатели с воспламенением от сжатия.

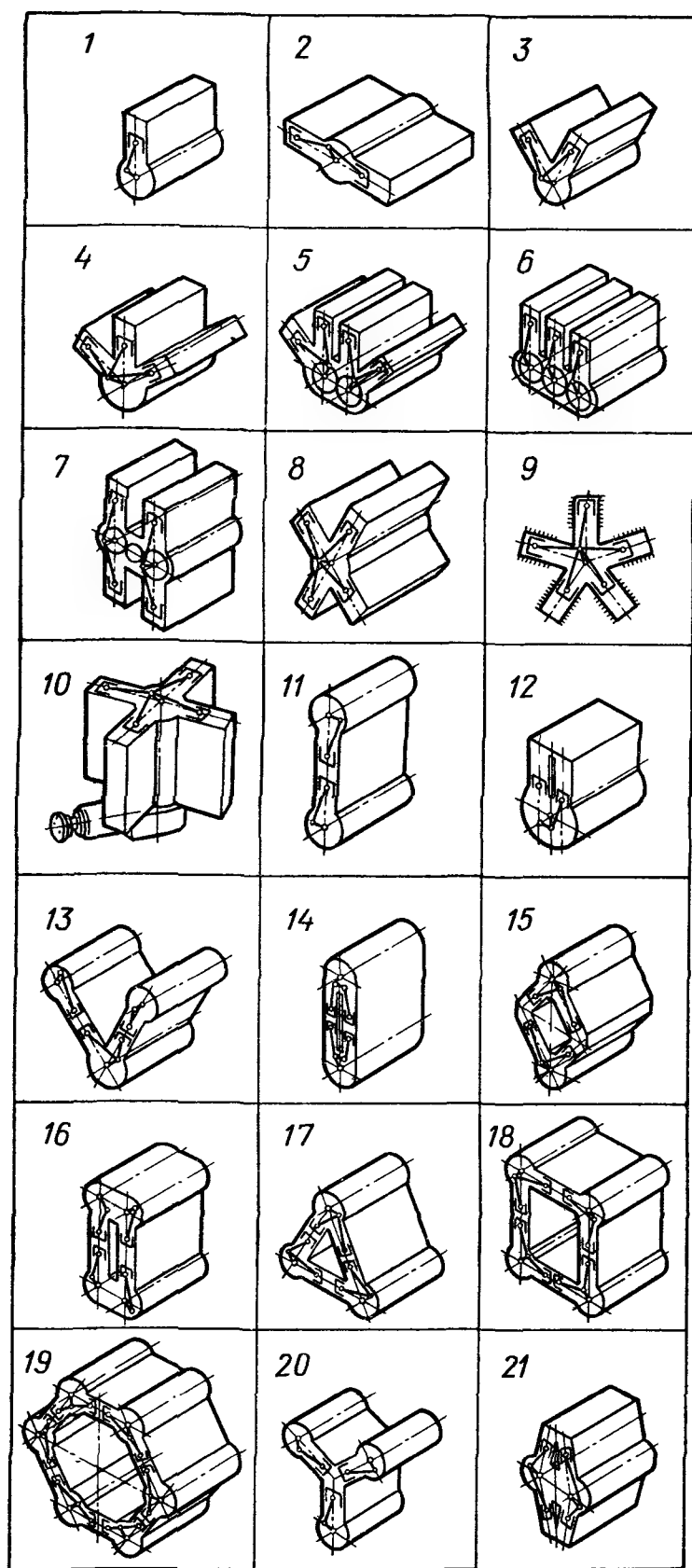


Рис. 3-2. Схемы возможного расположения цилиндров

С искровым зажиганием работают карбюраторные и газовые двигатели, с воспламенением от сжатия — дизели и турбопоршневые двигатели.

3. По роду применяемого топлива: а) двигатели, работающие на легком жидком топливе (бензин); б) двигатели, работающие на тяжелом жидком топливе (дизельное топливо); в) двигатели, работающие на газовом топливе.

4. По способу осуществления зарядки цилиндра: а) четырехтактные двигатели; б) двухтактные двигатели.

5. По роду осуществляемого цикла: а) двигатели, работающие по изохорному циклу; б) двигатели, работающие по смешанному циклу; в) двигатели, работающие по комбинированному циклу.

6. По средней скорости поршня: а) тихоходные двигатели (средняя скорость поршня $C_m < 6,5$ м/с); б) быстроходные двигатели (средняя скорость поршня $C_m > 6,5$ м/с).

7. По конструктивному расположению цилиндра (рис. 3-2): а) рядные (схемы 1, 2); б) вертикальные (схемы 1, 11, 12, 14, 16); в) горизонтальные (схема 2); г) V-образные (схемы 3,

13); д) W-образные (схема 4); е) Н-образные (схема 7); ж) Х-образные (схема 8); з) звездообразные (схема 9) и т. д.

8. По назначению: а) стационарные; б) судовые; в) тепловозные; г) тракторные; д) автомобильные; е) авиационные; ж) мотоциклетные; з) специальные.

§ 3-2. Принципиальные схемы осуществления рабочих процессов в поршневых двигателях внутреннего сгорания

В двигателях внутреннего сгорания внутри цилиндра поршень имеет возвратно-поступательное движение. При этом в цилиндре последовательно осуществляется рабочий процесс (цикл). Для обеспечения непрерывной работы двигателя необходимо за каждый цикл заполнить цилиндр зарядом, сжать этот заряд, произвести сжигание, расширение и удаление продуктов сгорания. Часть рабочего процес-

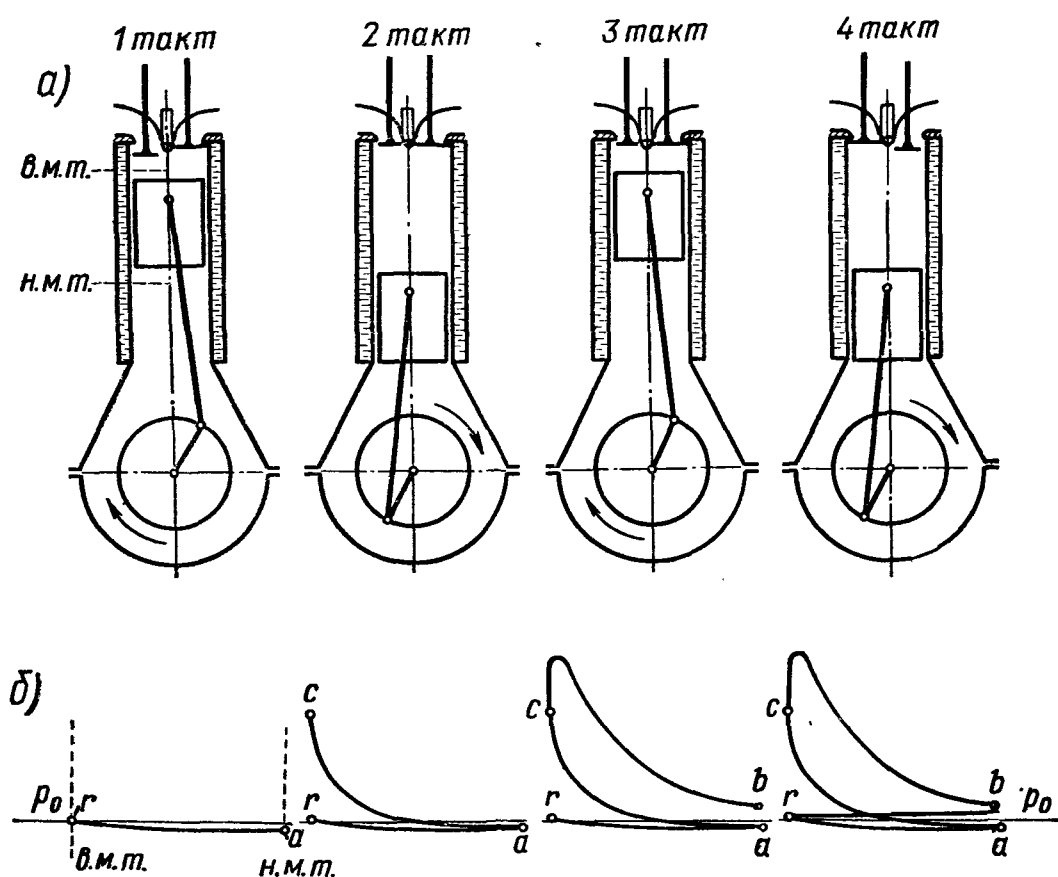


Рис. 3-3. Схемы работы четырехтактного дизеля

са, происходящего за один ход поршня, называют тактом. Двигатели внутреннего сгорания бывают четырехтактные и двухтактные.

В четырехтактном двигателе весь рабочий процесс происходит за четыре хода поршня, т. е. за два оборота коленчатого вала, в двухтактном двигателе — за два хода поршня, т. е. за один оборот колен-

чатого вала. Крайние положения поршня при возвратно-поступательном движении называются мертвыми точками (рис. 3-3, а): при наибольшем расстоянии поршня от оси коленчатого вала верхняя (внутренняя) мертвая точка (в.м.т.), при наименьшем — нижняя (наружная) мертвая точка (н.м.т.). Объем внутренней полости цилиндра в момент нахождения поршня в в.м.т. называется объемом сжатия или объемом камеры сгорания. Объем, описываемый поршнем внутри цилиндра, называется рабочим объемом.

Двигатели внутреннего сгорания строятся с воспламенением топлива от сжатия и с искровым зажиганием. В первом случае горючее периодически впрыскивается в камеру сгорания двигателя и воспламеняется без постороннего источника зажигания. Такое явление происходит благодаря тому, что в камере сгорания в этот момент находится сжатый воздух, температура которого выше температуры самовоспламенения данного топлива. Мельчайшие частицы топлива, попадая в такую горячую среду сжатого воздуха, быстро нагреваются и воспламеняются. В двигателях с искровым зажиганием воспламенение топлива осуществляется от постороннего источника зажигания — обычно от электрической искры.

С воспламенением от сжатия работают дизели и турбопоршневые комбинированные двигатели, с искровым зажиганием — карбюраторные и газовые двигатели.

Принцип работы четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия (дизеля)

Первый такт — впуск или зарядка (см. рис. 3-3). При движении поршня от в.м.т. к н.м.т. через всасывающий клапан засасывается в цилиндр двигателя свежий воздух. Выпускной клапан в это время закрыт. Давление в цилиндре при всасывании вследствие гидравлических потерь в воздушном фильтре, в трубопроводе и во впускном клапане устанавливается несколько ниже давления окружающей среды p_0 . В конце впуска давление в цилиндре бывает $0,8 \div 0,95 p_0$. Начало открытия и закрытия впускного клапана имеет важное значение для лучшего наполнения цилиндра воздухом. Для каждого типа двигателей в зависимости от конструкции и числа оборотов устанавливаются наивыгоднейшие углы открытия и закрытия клапанов. Начало открытия впускного клапана обычно устанавливается на $10 \div 50^\circ$ до в.м.т., чем обеспечивается к моменту начала впуска значительное проходное сечение. Закрытие впускного клапана производят на $20 \div 50^\circ$ после н.м.т.

Второй такт — сжатие. После закрытия впускного клапана благодаря обратному движению поршня начинается сжатие заряда (воздуха и остаточных газов). Давление воздуха в цилиндре в процессе сжатия повышается и достигает примерно $30 \div 60$ бар, а температура $890 \div 1100$ К. Такие относительно высокие температуры сжатого воздуха необходимы для того, чтобы обеспечить самовоспламенение впрыскиваемого в эту среду мелко распыленного жидкого (дизельного) топлива, так как эти двигатели не имеют каких-либо приспособлений

для зажигания топлива во время работы. Запальные приспособления, имеющиеся в некоторых дизелях, служат только для пуска холодного двигателя и выключаются во время работы.

Третий такт — сгорание и расширение. Третий такт осуществляется при следующем ходе поршня от в.м.т. к н.м.т. К концу сжатия в камеру сгорания впрыскивается топливо. Угол опережения начала подачи топлива $10\div 30^\circ$ до в.м.т. Распыленное топливо под действием горячего сжатого воздуха нагревается и самовоспламеняется. Температура газов в цилиндре повышается до $1750\div 2500$ К, а давление поднимается в зависимости от типа двигателя до $50\div 120$ бар. Под действием возросшего давления поршень движется в обратную сторону, т. е. часть тепловой энергии превращается в механическую работу, поэтому третий такт называют рабочим ходом. К концу расширения давление в цилиндре падает до $3,0\div 6,0$ бар, а температура газов — до $850\div 1300$ К.

Четвертый такт — выпуск. Четвертый такт происходит при движении поршня от н.м.т. к в.м.т. К концу хода расширения открывается выпускной клапан. Угол предварения открытия выпускного клапана тем больше, чем выше число оборотов двигателя, и составляет $20\div 60^\circ$ до н.м.т. С открытием выпускного клапана газы устремляются наружу, давление газов в цилиндре падает до $1,05\div 1,15$ бар, а температура — до $600\div 750$ К. За время четвертого такта выпускной клапан остается открытым, и газы выталкиваются поршнем наружу. Выпускной клапан закрывается за $5\div 10^\circ$ после в.м.т.

Вслед за ходом выпуска вновь начинается такт всасывания, т.е. весь рабочий процесс повторяется. В конце четвертого и в начале первого такта некоторое время оба клапана могут оставаться открытыми; это называется перекрытием клапанов.

На рис. 3.3, б изображена индикаторная диаграмма, которая показывает изменение давления газов в цилиндре в зависимости от хода поршня за цикл. Такую диаграмму снимают с цилиндра двигателя особым прибором — индикатором.

Принцип работы двухтактного двигателя с воспламенением от сжатия (дизеля)

В двухтактных двигателях процесс выпуска и зарядка двигателя свежим воздухом осуществляются в конце расширения и начале сжатия. Для зарядки и очистки цилиндра от продуктов сгорания в двухтактных двигателях необходимо иметь предварительно сжатый до определенного давления свежий воздух. Для этого двигатель снабжается особым воздушным продувочным насосом (нагнетателем) 1 (рис. 3-4, а), подающим воздух под абсолютным давлением примерно $1,2\div 1,5$ бар в ресивер продувочного воздуха 4 и далее в цилиндр. В качестве продувочного насоса в основном применяются ротативные и центробежные нагнетатели. На рис. 3-4 приведена схема двухтактного двигателя с ротативным нагнетателем. В двухтактном двигателе со щелевой продувкой как для выпуска отработавших газов, так и для впуска свежего воздуха и продувки цилиндра по периметру нижней

части втулки цилиндра имеются выпускные и продувочные окна. При этом обычно выпускные окна имеют бóльшую высоту, чем продувочные.

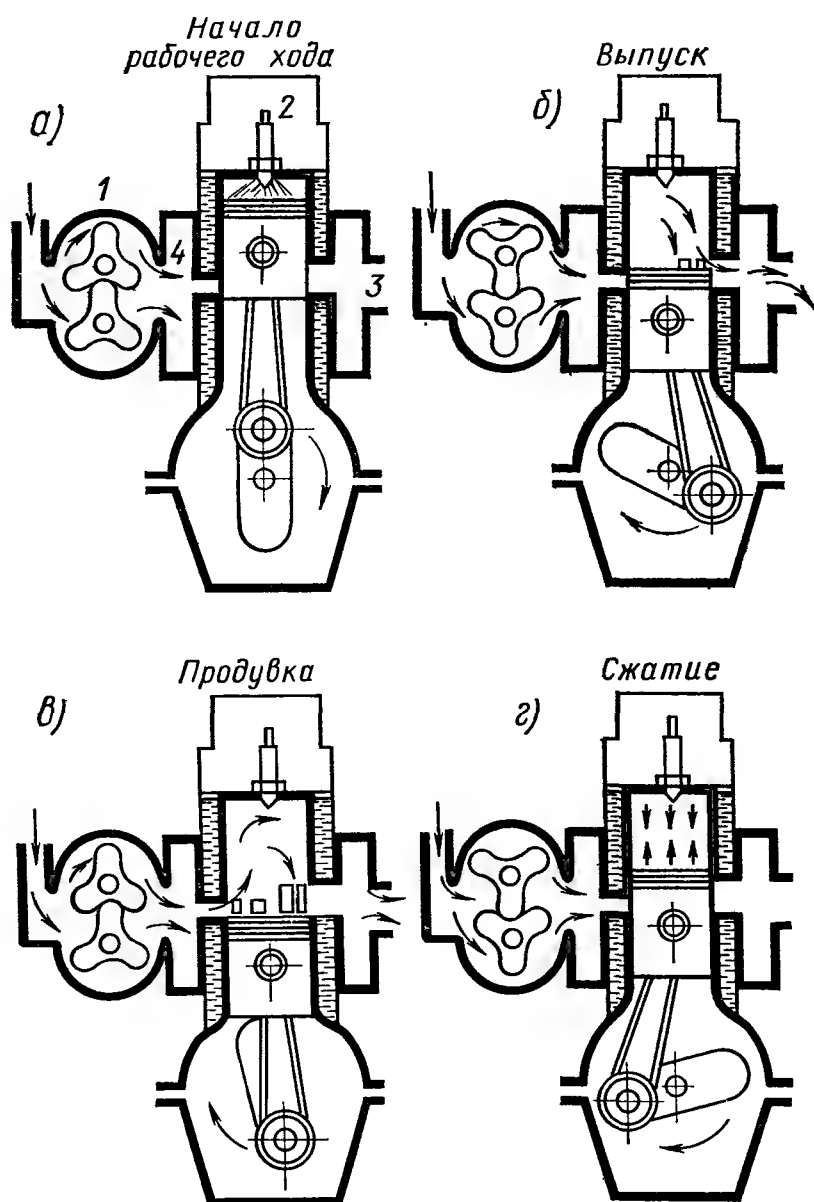


Рис. 3-4. Схема работы двухтактного дизеля

Выпускные окна открываются за $50\div 80^\circ$ до н.м.т., а закрываются за $20\div 80^\circ$ после н.м.т. Продувочные окна открываются за $40\div 70^\circ$ до н.м.т. и закрываются через $40\div 70^\circ$ после н.м.т.

Первый такт — сгорание, расширение и начало выпуска и зарядки; происходит он при движении поршня от в.м.т. к н.м.т. В первый период (см. рис. 3-4, а) продолжается начатое в конце сжатия сгорание топлива, давление в цилиндре повышается. Далее при нисходящем движении поршня продукты сгорания расширяются, и давление и температура газов в цилиндре падают. К концу хода расширения открываются выпускные клапаны (или выпускные окна), газы устремляются наружу через выпускной коллектор 3 и давление в цилиндре резко падает (рис. 3-4, б). Затем открываются продувочные окна, цилиндр продувается воздухом, т. е. в цилиндр поступает сжатый воздух и вытесняет отработавшие газы.

Второй такт охватывает движение поршня от н.м.т. до в.м.т.; при этом происходит очистка и зарядка цилиндра и далее сжатие газов в цилиндре. При движении поршня от н.м.т. к в.м.т. продолжается начатое в конце хода расширения поступление воздуха через продувочные окна и выпуск продуктов сгорания в выпускной патрубок и далее в атмосферу (рис. 3-4, в). При этом часть продувочного воздуха также вытекает с продуктами сгорания в окружающую среду. Затем перекрываются продувочные и выпускные окна, и при дальнейшем ходе поршня воздух и остаточные газы сжимаются в цилиндре (рис. 3-4, г). Давление воздуха в конце сжатия доходит до $35\div 60$ бар, а температура воздуха — до $950\div 1100$ К. Когда поршень будет находиться за $10\div 20^\circ$ до в.м.т., начинается впрыск топлива через форсунку 2 (см. рис. 3-4, а), которое воспламеняется под действием высокой температуры сжатого воздуха. На рис. 3-4, д показано изменение давления газов внутри цилиндра по ходу поршня.

В небольших двухтактных двигателях применяются иногда кривошипно-камерная продувка, где в качестве продувочного насоса служит закрытая полость кривошипной камеры 1 и обратная сторона рабочего поршня (рис. 3-5). При этом кривошипная камера 1 сообщается по каналу 2 с рабочей полостью цилиндра и через автоматически работающие обратные пластинчатые клапаны 3 — с атмосферой.

Рабочий процесс в кривошипной камере происходит следующим образом. При движении поршня к в.м.т. в период такта сжатия (рис. 3-5, а) в кривошипной камере создается разрежение, давление падает до $0,85\div 0,90$ бар, благодаря чему через автоматические клапаны засасывается в полость кривошипной камеры свежий воздух из атмосферы.

При движении поршня к н.м.т. в период такта сгорания и расширения (рис. 3-5, б) воздух в кривошипной камере сжимается, обратные клапаны 3 автоматически закрываются и абсолютное давление воздуха в полости кривошипной камеры поднимается до $1,2\div 1,35$ бар. Последовательно открываются выпускные и затем продувочные окна, давление в цилиндре резко падает. С открытием продувочных окон воздух из полости кривошипной камеры устремляется по каналу 2 в рабочий цилиндр, происходит процесс продувки.

Недостаток кривошипно-камерной продувки заключается в том, что воздуха, подаваемого кривошипной камерой для продувки рабочего цилиндра, недостаточно. В связи с этим получается не вполне удовлетворительная продувка и зарядка цилиндра. Несмотря на это, из-за простоты конструкции в некоторых типах маломощных двигателей такая схема продувки успешно применяется.

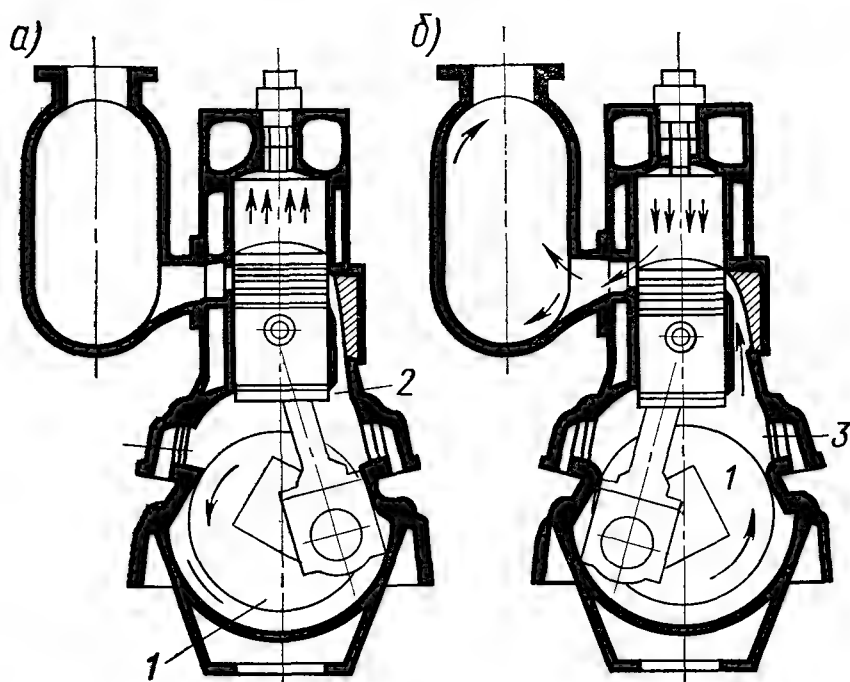
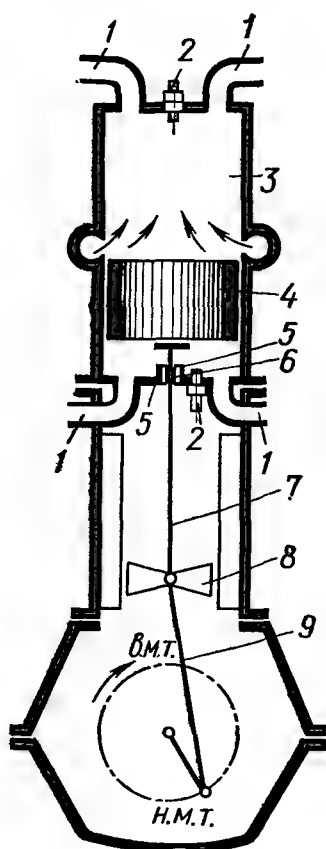


Рис. 3-5. Схема работы двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой



Принцип работы двигателя двойного действия

Двигатели, рассмотренные выше, называются двигателями простого действия. В них рабочие процессы осуществляются лишь в полости над поршнем двигателя.

Выпускаются также двигатели, где рабочие процессы идут в полостях с обеих сторон поршня. Такие двигатели называются двигателями двойного действия. Ранее двигатели двойного действия строились как в двухтактном, так и в четырехтактном исполнении, но в последнее время их делают только двухтактными. В двигателях двойного действия (рис. 3-6) рабочий цилиндр 3 имеет с обеих сторон крышку, и подпоршневое пространство является, так же как и надпоршне-

Рис. 3-6. Схема двухтактного дизеля двойного действия

вое, рабочей полостью. Топливо впрыскивается через форсунку 2. В этих двигателях поршень 4 жестко соединен со штоком 7, который через крейцкопф (ползун) 8 соединяется с шатуном 9. Для обеспечения герметичности на месте прохода штока в нижней крышке имеется сальник 6, установленный на диафрагме 5. Отработавшие газы выбрасываются через выпускной трубопровод 1.

При движении поршня от н.м.т. к в.м.т. в верхней полости вначале осуществляется выпуск и наполнение цилиндра и затем сжатие, в нижней полости в это время — сгорание и расширение и под конец — выпуск и продувка цилиндра. При движении поршня от в.м.т. к н.м.т., наоборот, в верхней полости происходит сгорание и расширение газов и затем выпуск и продувка цилиндра, а в нижней заканчивается продувка и наполнение цилиндра свежим воздухом, и затем осуществляется процесс сжатия.

Принцип работы четырехтактного двигателя с искровым зажиганием (карбюраторного и газового)

Первый такт — впуск или зарядка. В карбюраторных и газовых четырехтактных двигателях в отличие от двигателей с воспламенением от сжатия (дизелей) в цилиндр засасывается не чистый воздух, а горючая смесь. В карбюраторных двигателях горючая смесь состоит из воздуха и паров легкого топлива (бензина), а в газовых двигателях — из воздуха и горючего газа. Горючая смесь предварительно готовится в особом приспособлении (в карбюраторных двигателях — в карбюраторе, в газовых — в смесителе), смонтированном на всасывающем трубопроводе.

Второй такт — сжатие. Горючая смесь и остаточные газы при движении поршня от н.м.т. к в.м.т. сжимаются, и давление в цилиндре повышается до $10 \div 18$ бар, а температура — до $470 \div 680$ К. Чтобы не произошло детонационного сгорания, т. е. возникновения весьма сильных ударных волн в камере сгорания, которые могут привести к преждевременному выходу двигателя из строя, температура заряда в конце сжатия должна быть ниже температуры самовоспламенения топлива, так как здесь сжимается не чистый воздух, а горючая смесь. Поэтому верхний предел степени сжатия в этих двигателях является строго ограниченным и зависит от свойств применяемого топлива, формы камеры сгорания, числа оборотов двигателя и от материала камеры сгорания.

Третий такт — горение и расширение. Для зажигания заряда в головку двигателя монтируется специальная запальная свеча. Между контактами свечи в нужный момент (примерно $15 \div 30^\circ$ до в.м.т.) проскакивает электрическая искра, которая зажигает горючую смесь. Пламя быстро распространяется по всей камере сгорания, давление газов в цилиндре повышается до $25 \div 50$ бар и температура — до $1950 \div 2700$ К. Далее при нисходящем движении поршня происходит расширение газов: давление и температура падают, и к концу расширения давление снижается до $3,0 \div 4,0$ бар и температура — до $950 \div 1500$ К.

Четвертый такт — выпуск. Выпуск и выталкивание в карбюраторных и газовых двигателях происходит так же, как и в двигателях с воспламенением от сжатия.

Принцип работы двухтактного двигателя с искровым зажиганием (карбюраторного и газового)

В двухтактных карбюраторных двигателях в отличие от дизелей продувка рабочего цилиндра производится не чистым воздухом, а горючей смесью, что вызывает потери топлива в процессе продувки, в связи с чем эти двигатели имеют более низкий коэффициент полезного действия. В остальном процессы выпуска и продувки аналогичны этим процессам в двухтактных дизелях, а процессы сжатия, зажигания и сгорания горючей смеси принципиально не отличаются от таких процессов в четырехтактных карбюраторных двигателях.

Двухтактные карбюраторные двигатели используются только для маломощных установок и с кривошипно-камерной продувкой (мотоциклетные, лодочные, мелкие передвижные зарядные станции), где решающим является не экономичность установки, а малые габариты и простота конструкции.

В двухтактных газовых двигателях продувка осуществляется, как и в дизелях, чистым воздухом. Газовое топливо под давлением вдувается в цилиндр двигателя в конце продувки и в начале сжатия. Таким образом, в процессе сжатия горючий газ смешивается с воздухом, и к концу сжатия газовое топливо более или менее равномерно распределяется в среде воздуха. Зажигание горючей смеси, как и в четырехтактных газовых двигателях, осуществляют от электрической свечи.

Мощные газовые двигатели в двухтактном исполнении широко распространены в промышленных теплоэнергетических установках и газоперекачивающих компрессорных станциях.

Схема выпуска и продувки двухтактных двигателей

В двухтактных двигателях на процесс выпуска и продувки отводится гораздо меньшее время, чем в четырехтактных, поэтому процессы выпуска, продувки и зарядки двигателя должны быть более интенсивными. Существенное влияние на качество очистки и зарядки оказывают система продувки и геометрические размеры органов распределения двигателя.

На рис. 3-7 приводятся наиболее распространенные схемы органов продувки двухтактных двигателей.

В *поперечных схемах* (рис. 3-7, схемы 1—4) продувочные окна расположены напротив выпускных (схема 1) или разделены на две секции и находятся друг против друга, а выпуск происходит с одной стороны (схема 2). Эти схемы являются более простыми и наиболее распространены в стационарных двигателях малой и средней мощности. Продувка по поперечной схеме в более крупных дизелях обычно осуществляется через два ряда продувочных окон, расположенных друг над другом, верхний ряд которых перекрывается автоматически

обратными клапанами или золотниками (схема 3). Иногда автоматические клапаны монтируются так, что они управляют открытием одновременно обоих рядов окон (схема 4). При схемах 3 и 4 можно осуществить наддув, т. е. дополнительную зарядку рабочего цилиндра после закрытия выпускных окон. При осуществлении поперечной схемы относительная высота верхней кромки продувочных окон может быть ниже, на одном уровне и выше верхней кромки выпускных окон. При этом во втором и особенно в третьем случае продувочные окна должны иметь автоматические обратные клапаны или золотники.

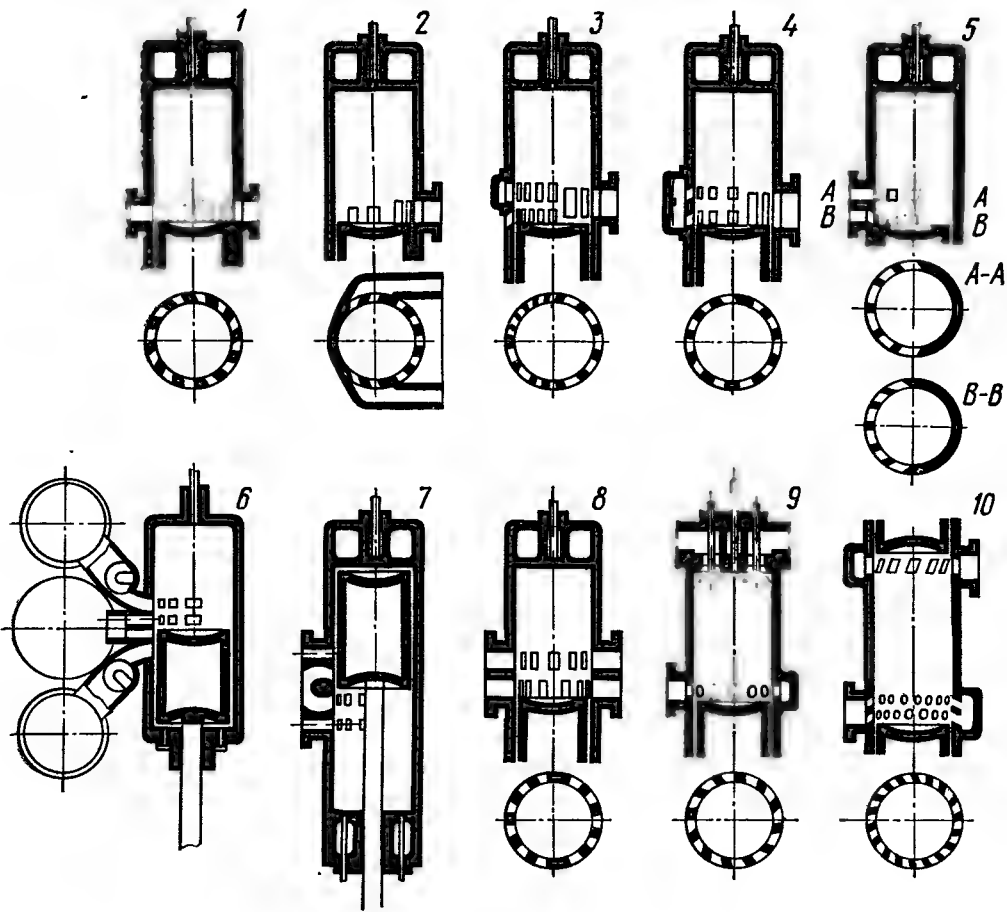


Рис. 3-7. Схемы органов продувки двухтактных двигателей

Односторонняя петлевая схема (схемы 5—7) характеризуется односторонним расположением выпускных и продувочных окон, при этом выпускные окна находятся выше продувочных. Для осуществления требуемого наддува выпускные каналы иногда перекрываются специальными золотниками до закрытия продувочных окон (схема 6). В *круговой схеме* (схема 8) по всей окружности цилиндра в нижнем ряду расположены продувочные окна, а в верхнем ряду — выпускные. Движение продувочного воздуха в цилиндре здесь происходит подобно фонтану, при этом осуществляется так называемая фонтанная продувка.

Прямоточные схемы бывают: а) клапанно-щелевые и б) щелевые с двумя поршнями в одном цилиндре.

В прямоточной клапанно-щелевой схеме (схема 9) продувочные окна находятся по всей окружности цилиндра, а выпуск производится через клапаны (или золотники), расположенные на крышке цилиндра. Наличие клапанов в крышке двигателя, необходимость при этом приводов и распределительного вала усложняют конструкцию двигателя с клапанно-щелевой продувкой, но хорошая очистка цилиндра и возможность осуществлять наддув обуславливают перспективность этой схемы.

В прямоточно-щелевой схеме (схема 10) продувочные и выпускные окна расположены по всей окружности по концам цилиндра, и продувочные и выпускные окна открываются и закрываются двумя противоположно движущимися поршнями. Продувочные окна иногда располагаются в несколько рядов. Для осуществления некоторой дозарядки после закрытия выпускных окон кривошипы нижнего и верхнего коленчатых валов располагают не под углом 180° относительно друг друга, а под углом $165 \div 170^\circ$, т. е. кривошип верхнего вала смещают назад на $10 \div 15^\circ$.

При прямоточной продувке достигается лучшее качество очистки и зарядки цилиндра и соответственно получается повышенная мощность двигателя на 1 л рабочего объема.

Расположение продувочных и выпускных окон в плане в зависимости от схемы может быть радиальным (схема 8); тангенциальным (схемы 1, 9 и 10), в которых оси окон направлены касательно к некоторой окружности с диаметром, меньшим, чем диаметр цилиндра; эксцентричным (схема 2) и лучеобразным (схема 5).

§ 3-3. Пути повышения мощности двигателей внутреннего сгорания

Основными требованиями для современных двигателей внутреннего сгорания являются высокая экономичность, малые габариты и веса на единицу мощности, надежность и простота в эксплуатации, достаточная долговечность при различных нагрузках и скоростных режимах работы. Успешное решение этой проблемы особенно важно для судовых и транспортных установок. Решение актуальной задачи создания относительно легкого, малогабаритного, экономичного двигателя большой мощности в значительной мере способствует дальнейшему развитию определенных типов кораблей, быстроходных катеров, тепловозов, некоторых видов наземных безрельсовых транспортных средств и т. д. Такое назначение современных силовых установок с двигателями внутреннего сгорания определяет конкретное выражение наиболее существенных требований: они должны обладать высокой полезной мощностью при минимальных весовых и габаритных показателях ($1 \div 50$ кг/кВт), расходом топлива в пределах $185 \div 270$ г/(кВт·ч) и достаточно высокими моторесурсами (не менее $2000 \div 10\,000$ ч работы до первого капитального ремонта).

Мощность силовых установок с двигателями внутреннего сгорания можно повысить следующими способами: 1) увеличением числа цилиндров и основных размеров двигателя, количества двигателей в

составе силовой установки, числа оборотов вала двигателя; 2) осуществлением двухтактного цикла; 3) применением наддува и все большее повышение давления наддувочного воздуха; 4) использованием энергии отработавших газов.

Увеличение числа цилиндров и основных размеров двигателя. В настоящее время имеются в эксплуатации дизели мощностью 9000÷40 000 кВт в одном агрегате, в ближайшие годы ожидается выпуск дизелей агрегатной мощностью до 50 000 кВт и более. Таким образом, проблему создания двигателя внутреннего сгорания большой мощности (10 000÷50 000 кВт в одном агрегате) можно считать разрешенной.

В морском судостроении растущие потребности мощности покрываются в основном установкой нескольких крупных двигателей и увеличением числа цилиндров и размеров двигателя. Однако диаметр цилиндра обычно не превышает 1050 мм, при этом двигатели с диаметром цилиндра свыше 800 мм строятся сравнительно редко.

Увеличение количества двигателей в составе силовой установки. В крупном морском судостроении стали появляться теплоэлектроходы, потребные мощности которых обеспечены установкой нескольких многоцилиндровых двигателей средней мощности (1÷4 тыс. кВт). При этом двигатели работают на электрогенераторы, а ток, вырабатываемый последними, передается электродвигателям, которые приводят в движение винты судна.

Несколько двигателей в общей силовой установке позволяют при любых скоростях корабля работать на самых экономичных нагрузочных режимах (включаются и выключаются отдельные двигатели). Осмотр и ремонт малых и средних двигателей легче и проще, чем крупных. А в случае выхода из строя одного из двигателей во время плавания можно, не заходя в порт и не останавливая движения, произвести ремонт. Такое применение двигателей внутреннего сгорания дает возможность покрыть потребности различных видов судов с разными мощностями одними и теми же типами двигателей.

Судовые установки с электрической передачей получают все же более дорогими и несколько уступают в экономичности установкам, снабженным прямой или редукторной передачей. Кроме того, при установке нескольких двигателей на судах требуется большая площадь машинного отделения, что является существенным недостатком их. Преимуществом электрической передачи является удобство в эксплуатации, хорошая маневренность и простота управления, что очень важно для некоторых видов судов. В связи с этим такие суда, как, например, ледоколы, строятся в последнее время преимущественно с электрической передачей.

Повышение числа оборотов. По мере повышения качества применяемых материалов и совершенствования технологии машиностроения число оборотов двигателей все более возрастает. Однако увеличение мощности двигателя путем повышения числа оборотов ограничено. Это ограничение вызывается, во-первых, снижением надежности работы двигателя, с точки зрения прочности движущихся механизмов, и сравнительно небольшими моторесурсами таких машин; во-вторых,

тем, что увеличение частоты цикла двигателя может ухудшить коэффициент наполнения, снизить к.п.д. и повысить температуру выпускных газов. Последнее получается в результате того, что процесс сгорания топлива в двигателе при особо высоких оборотах сильно ухудшается из-за неполного сгорания, догорания на линии расширения и, следовательно, уменьшения эффективного давления и понижения экономичности машин.

В настоящее время распространены крупные дизели с числом оборотов $110 \div 300$ в минуту, средние и мелкие — $300 \div 4000$ об/мин, тракторные дизели — $1200 \div 2400$ об/мин, дизели грузовых автомобилей — $2000 \div 4000$ об/мин, карбюраторные автомобильные двигатели — обычно $3500 \div 8000$ об/мин, мотоциклетные — $4500 \div 13000$ об/мин. Имеются отдельные экземпляры двигателей со значительно большим числом оборотов (например, транспортный дизель — до 5000 об/мин и карбюраторный двигатель для гоночного автомобиля — 15000 об/мин). Но для широкого применения подобные двигатели пока еще не изготавливаются, потому что при таких режимах трудно обеспечить их удовлетворительную работу, необходимые моторесурсы и экономичность.

Осуществление двухтактного цикла. Вопрос о применении двух- или четырехтактных двигателей для различных установок является довольно сложным, и его решение часто ставится в зависимость от опыта конструкторских и исследовательских работ того или иного завода.

Как четырехтактные, так и двухтактные двигатели имеют свои преимущества и недостатки. Четырехтактные двигатели, например, более экономичны. Несколько больший удельный расход топлива в двухтактных двигателях объясняется тем, что некоторая часть продувочного воздуха, на сжатие которого затрачивается определенное количество энергии в нагнетателе, теряется в процессе очистки и зарядки цилиндров, в то время как в четырехтактных двигателях такого рода потерь почти не бывает. Однако развитие современного машиностроения показывает, что двухтактные двигатели по экономичности лишь незначительно уступают четырехтактным. Некоторые лучшие экземпляры двухтактных двигателей имеют почти такой же удельный расход топлива и смазочного масла, как и аналогичные четырехтактные. Основное преимущество двухтактных двигателей в том, что по габаритам и по весу на единицу мощности они имеют несколько лучшие показатели, чем четырехтактные двигатели того же класса и той же быстроходности. Это обусловлено тем, что в четырехтактных двигателях процесс очистки и зарядки цилиндров осуществляется поршнем за два полных хода; в двухтактных же двигателях данная функция выполняется продувочным насосом, а поршень участвует в ней лишь $20 \div 30\%$ своего хода в области н.м.т. В результате мощность двухтактного двигателя при всех прочих равных условиях оказывается в $1,4 \div 1,6$ раза больше, чем четырехтактного. Следовательно, четырехтактный двигатель для получения той же мощности при указанных выше условиях должен иметь число цилиндров на $40 \div 60\%$ больше, чем двухтактный, и соответственно большие вес и габариты. Но в двухтактном двигателе имеется продувочный насос,

которого в четырехтактном двигателе нет, что необходимо дополнительно учитывать при сравнении двигателей по весу и габаритам.

При осуществлении рабочего процесса в двухтактных двигателях в отличие от четырехтактных возникает ряд трудностей, которые в основном сводятся к следующим: 1) более высокая тепловая напряженность рабочего цилиндра, поршня и поршневых колец вследствие сгорания топлива в цилиндре при каждом обороте коленчатого вала; 2) трудность осуществления хорошего качества процесса выпуска и продувки при разных скоростных режимах; 3) лопаточные и роторно-шестеренчатые нагнетатели при повышении скорости вращения вала увеличивают количество и давление подаваемого воздуха для продувки не в той пропорции, как это требуется для рабочих процессов в поршневом двигателе. В связи с этим в условиях эксплуатации наземного безрельсового транспорта двухтактные двигатели работают хуже; 4) необходимость нагнетателей и подачи значительно большего количества сжатого воздуха, чем это требуется для процесса горения, из-за потери части воздуха через выпускные органы во время продувки; 5) использование энергии выпускных газов в газовой турбине для привода нагнетателя в двухтактных двигателях несколько сложнее, так как при малых нагрузках мощность турбины недостаточна для нагнетания необходимого количества воздуха; при этом особенно трудно запустить двигатель; 6) при переходе на двухтактный двигатель двойного действия помимо довольно значительного усложнения конструкции получают очень высокие термические напряжения поршневой группы. Кроме того, организация процесса смесеобразования и сгорания при установке боковых форсунок в нижней рабочей полости цилиндра довольно затруднительна из-за штока, соединяющего шатун с поршнем. Поэтому двухтактные двигатели двойного действия весьма ограниченно распространены (лишь в крупных тихоходных установках).

В отношении применения двух- и четырехтактных двигателей можно сделать следующие выводы: 1) двухтактные двигатели с воспламенением от сжатия являются перспективными для судовых и стационарных установок большой мощности; 2) применение двухтактных двигателей для средств наземного транспорта встречает ряд трудностей, ограничивающих их распространение; 3) довольно перспективными являются крупные двухтактные газовые двигатели с внутренним смесеобразованием, где продувка осуществляется чистым воздухом и горючий газ подается под небольшим давлением в цилиндр двигателя в конце продувки и в начале сжатия; 4) перспективы двухтактных карбюраторных двигателей ограничены применением их в виде малолитражных двигателей с кривошипно-камерной продувкой (в основном мотоциклетных и лодочных).

Применение наддува. Значительное увеличение литровой мощности двигателей внутреннего сгорания можно осуществить, применив наддув, т. е. увеличив вес заряда воздуха подачей его в цилиндр двигателя под значительным давлением.

Для обеспечения высокой экономичности необходимо повысить давления и температуры, которые удобно получать в цилиндре порш-

невой машины: поршневую машину легче приспособить и освоить для работы при высоких давлениях и температурах, чем турбомашины. Однако в качестве такой поршневой машины из всего многообразия двигателей внутреннего сгорания принимаются в основном для этих

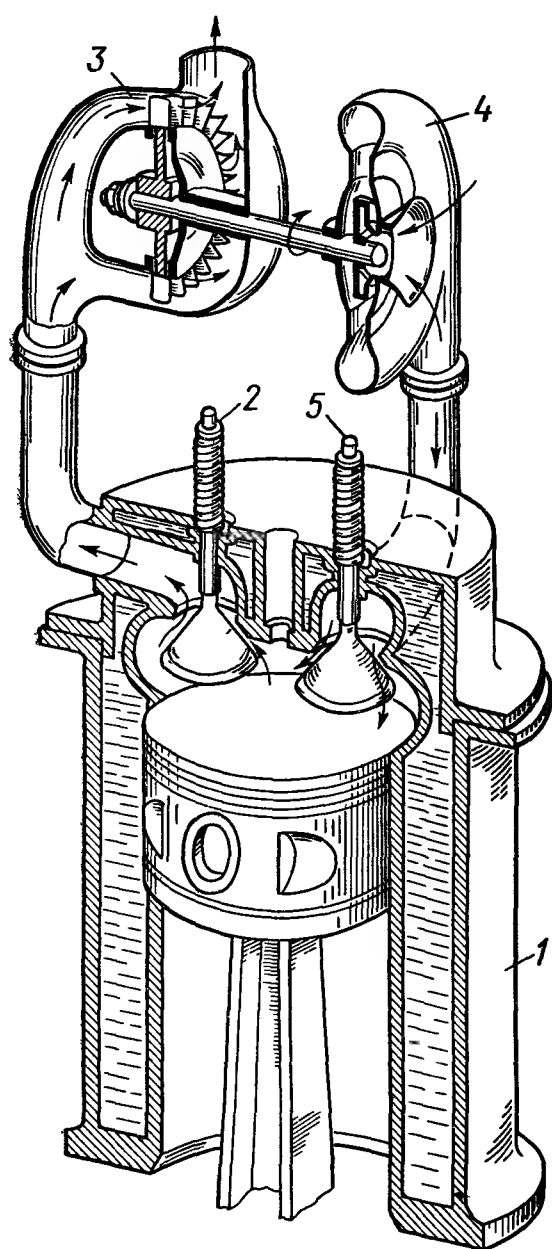


Рис. 3 8 Схема турбопоршневого двигателя

1 — поршневой двигатель 2 — выпускной клапан 3 — газовая турбина, 4 — турбокомпрессор 5 — впускной клапан

целей лишь двигатели с воспламенением от сжатия, так как они не имеют принципиальных ограничений для применения высокого давления наддува и для создания высоких противодавлений на выпуске

Область малых давлений, т. е. нижняя часть индикаторной диаграммы двигателя, менее выгодна для использования в поршневых машинах (для этого требуются большие объемы цилиндров, причем соответственно увеличиваются потери на трение). Эту часть процесса сжатия и расширения при малых давлениях выгоднее осуществлять в лопаточных машинах (центробежных, осевых компрессорах и газовых турбинах), которые более эффективны для работы с большими объемами газа при относительно низких давлениях и температурах. Повышение давления и температуры выпускных газов, обусловленное работой поршневого двигателя с высоким наддувом не является препятствием для применения турбины, так как по условию прочности лопаток современные газовые турбины могут надежно работать при температуре 1100 К.

Применение наддува и дальнейшее увеличение давления наддувочного воздуха в двигателях все шире распространяется. Это видно хотя бы из того, что за последние годы из всего мирового выпуска двухтактных судовых двигателей

более половины — с наддувом. В особенности большой интерес представляет турбопоршневой двигатель (рис 3-8), где цилиндры поршневого двигателя наддуваются воздухом, получаемым от лопаточной машины, а энергия выпускных газов после поршневого двигателя используется в газовой турбине.

Турбопоршневые двигатели имеют большие перспективы для применения на различных судах морского флота, на тепловозах и других транспортных машинах. По габаритам они получаются более компактными, а их вес на единицу мощности гораздо меньше, чем у обычных двигателей внутреннего сгорания.

§ 3.4. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания

Для оценки степени совершенства процессов, составляющих различные термодинамические схемы, а также степени совершенства действительных процессов, протекающих в двигателе, рассматривают сначала термодинамические циклы, где исключены все потери, кроме неизбежной отдачи тепла холодильнику, без которой невозможно превращение теплоты в механическую работу. Термодинамические циклы, представляя упрощенную тепловую схему, облегчают теоретическое исследование различных теплосиловых установок и дают возможность сопоставлять экономичность циклов тепловых двигателей.

При рассмотрении термодинамических циклов двигателей внутреннего сгорания делаются следующие четыре допущения:

1. Химический состав рабочего тела за время протекания цикла не изменяется. Тем самым процесс сгорания топлива заменяется процессом подвода тепла извне и, следовательно, не учитываются потери, возникающие при сгорании топлива в цилиндре двигателя.

2. Процессы сжатия и расширения протекают адиабатно, т. е. без теплообмена с окружающей средой.

3. Количество рабочего тела при протекании цикла не изменяется. Поэтому не учитываются потери, возникающие при наполнении цилиндра свежим зарядом и при удалении из цилиндра отработавших газов.

4. Теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры, т. е. принимается, что рабочим телом является идеальный газ.

Термодинамические циклы, как можно видеть, не отражают полностью действительных процессов, происходящих в двигателях. Поэтому они недостаточны для решения всех вопросов, стоящих перед теорией двигателей, и не отражают зависимости рабочего процесса от сгорания топлива, конструктивных размеров двигателя, числа оборотов и ряда специфических явлений, характерных для различных типов реальных двигателей. Однако изучение термодинамических циклов дает возможность установить относительное влияние особен-

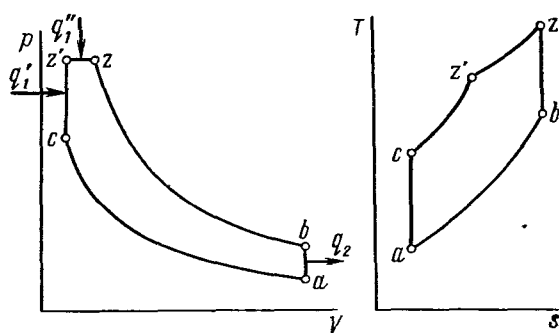


Рис. 3-9. Смешанный цикл в p — V - и T — s -диаграммах

ностей вида кругового процесса, степени сжатия, степени повышения давления, степени предварительного расширения, степени промежуточного охлаждения и других факторов на основные показатели двигателя.

В результате исследования термодинамических циклов выявляется возможность максимального повышения экономичности теплового двигателя, устанавливаются наиболее выгодные схемы превращения теплоты в механическую работу и определяются желательные направления развития тепловых двигателей.

Для современных двигателей внутреннего сгорания наибольший интерес представляют смешанный, изохронный и обобщенный комбинированный термодинамические циклы. Эти три цикла в основном охватывают термодинамические схемы всех современных двигателей внутреннего сгорания. По смешанному циклу рассчитываются дизели, по изохронному — все двигатели с искровым зажиганием, а по комбинированному — турбопоршневые двигатели.

Смешанный цикл. На рис. 3-9 приведены p — V - и T — s -диаграммы смешанного термодинамического цикла. Линиями обозначены: a — c — адиабатное сжатие в цилиндре поршневого двигателя; c — z' — подвод тепла q_1' при постоянном объеме; z' — z — подвод тепла q_1'' при постоянном давлении; z — b — адиабатное расширение в цилиндре двигателя; b — a — отвод тепла q_2 при постоянном объеме.

Основные параметры цикла:

$$\begin{aligned}\epsilon &= V_a/V_c — \text{степень сжатия;} \\ \lambda &= p_z/p_c — \text{степень повышения давления;} \\ \rho &= V_z/V_{z'} = V_z/V_c — \text{степень предварительного расширения;} \\ \delta &= V_b/V_z — \text{степень последующего расширения;} \\ k &= c_p/c_v — \text{показатель адиабаты.}\end{aligned}$$

Параметры ϵ , ρ и δ связаны между собой соотношением

$$\rho\delta = (V_z/V_c) (V_b/V_z) = V_b/V_c.$$

Так как $V_a = V_b$, то $\rho\delta = \epsilon$.

Количество подведенного тепла

$$q = q_1' + q_1''.$$

Количество отведенного тепла q_2 .

Работа цикла

$$L_t = q_1 - q_2.$$

Выражая q_1 и q_2 через соответствующие температуры в характерных точках цикла и принимая постоянными теплоемкости, получаем:

$$q_1' = c_v (T_{z'} - T_c); \quad q_1'' = c_p (T_z - T_{z'});$$

$$q_1 = c_v (T_{z'} - T_c) + c_p (T_z - T_{z'}) = c_v [T_{z'} - T_c + k (T_z - T_{z'})].$$

$$q_2 = c_v (T_b - T_a).$$

Температуры в характерных точках цикла можно выразить через температуру в начале сжатия T_a и соответствующие параметры:

$$\begin{aligned}
 T_c &= T_a (V_a/V_c)^{k-1} = T_a \varepsilon^{k-1}; \\
 T_{z'} &= T_c (p_{z'}/p_c) = T_c \lambda = T_a \lambda \varepsilon^{k-1}; \\
 T_z &= T_{z'} (V_z/V_{z'}) = T_{z'} \rho = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1}; \\
 T_b &= T_z (V_z/V_b)^{k-1} = T_z / \delta^{k-1} = T_a \lambda \rho (\varepsilon^{k-1} / \delta^{k-1}),
 \end{aligned}$$

а так как $\varepsilon/\delta = \rho$, то можно написать

$$T_b = T_a \lambda \rho^k.$$

Подставляя найденные значения T_c , $T_{z'}$, T_z и T_b в выражения q_1 и q_2 и производя соответствующие преобразования, получаем:

$$q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)]; \quad (3-1)$$

$$q_2 = c_v T_a (\lambda \rho^k - 1). \quad (3-2)$$

Важной характеристикой любого цикла является его термический к.п.д., представляющий собой отношение тепла, преобразованного в механическую работы, ко всему количеству подведенного тепла; к.п.д. термодинамического цикла

$$\eta_t = L_t/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1.$$

Подставляя значения q_1 и q_2 из (3-1) и (3-2), получаем после сокращений формулу для определения термического к.п.д. смешанного цикла

$$\eta_t = 1 - (\lambda \rho^k - 1) / \{\varepsilon^{(k-1)} [\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)]\}. \quad (3-3)$$

Изохорный цикл. Изохорный термодинамический цикл в координатах $p-V$ и $T-s$ изображен на рис. 3-10.

Все тепло в отличие от смешанного цикла подводится при постоянном объеме

$$q_1 = q_1'.$$

Так как в изохорном цикле степень предварительного расширения $\rho = 1$, то

$$q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1), \quad q_2 = c_v T_a (\lambda - 1).$$

Аналогично предыдущему получим термический к. п. д. изохорного цикла:

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}. \quad (3-4)$$

Сравним между собой оба цикла при равных ε и q_1 и одинаковых параметрах рабочего тела в начале сжатия (рис. 3-11).

В цикле $a-c-z-b$ все тепло подводится при $V = \text{const}$; в цикле $a-c-z'-z_1-b_1$ часть тепла подводится при $V = \text{const}$, а часть — при $p = \text{const}$. Площадка $1-a-c-z-2$ в $T-s$ -диаграмме представляет количество подведенного тепла q_1 в изохорном цикле, площадка $1-a-c-z'-z_1-3$ — количество подведенного тепла в смешанном цикле. Так как для обоих циклов были приняты равные ко-

личества подведенного тепла, то можно заметить, что площадка $1-a-c-z-2$ — равна площадке $1-a-c-z'-z_1-3$.

Количество отведенного холодильнику тепла в изохорном цикле определяется на $T-s$ -диаграмме площадкой $1-a-b-2$, а в смешанном цикле — площадкой $1-a-b_1-3$. Видно, что площадка $1-a-b_1-3$ больше площадки $1-a-b-2$; следовательно, количество отведенного тепла в смешанном цикле больше, чем в изохорном, на величину

$$\Delta q = q_{2\text{смеш}} - q_{2\text{изох}},$$

изображенную на диаграмме заштрихованной площадкой $2-b-b_1-3$. Отсюда следует, что работа и термический к.п.д. при изохорном цикле больше, чем при смешанном цикле.

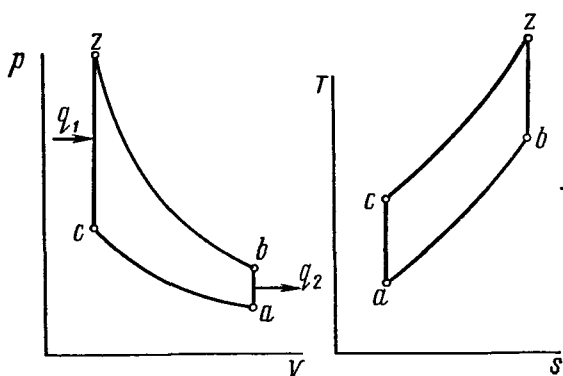


Рис. 3-10. Изохорный цикл в $p-V$ - и $T-s$ -координатах

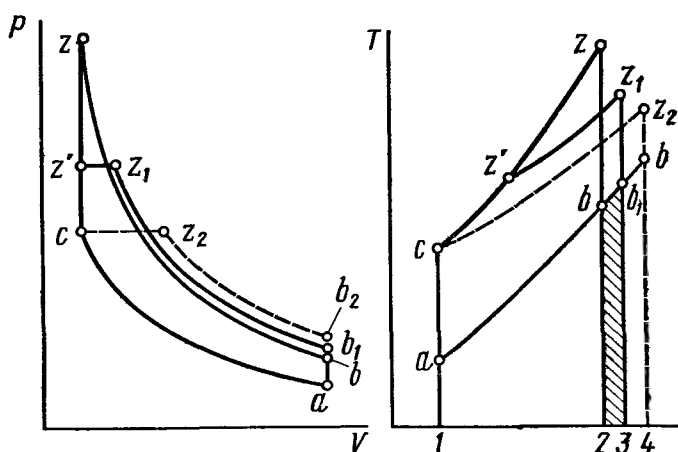


Рис. 3-11. Смешанный и изохорный цикл при одинаковых значениях ϵ и q_1

На рис. 3-11 пунктиром показан еще изобарный цикл $a-c-z_2-b_2$, где все тепло подводится при $p = \text{const}$. Из $T-s$ -диаграммы видно, что количество тепла, отведенного при изобарном цикле, больше, чем при смешанном цикле, на величину площадки $3-b_1-b_2-4$. Следовательно, работа и к.п.д. изобарного цикла будут меньше, чем в каждом из рассмотренных выше двух циклов, и среди всех трех циклов смешанный цикл занимает в этом отношении промежуточное положение.

Из диаграммы рис. 3-11, построенной в предположении равенства соответствующих ϵ и q_1 для всех трех циклов, видно, что в изохорном цикле значения максимальных давлений и температуры больше, а давления и температуры конца расширения меньше, чем в смешанном цикле. В действительности же двигатели, работающие по изохорному циклу, имеют $\epsilon = 5 \div 9$, а двигатели, работающие по смешанному циклу, $\epsilon = 13 \div 20$. Сравнение между собой этих циклов при одинаковой степени сжатия представляет чисто теоретический интерес,

поэтому термодинамические циклы различных двигателей нужно сравнивать при различных реальных значениях степени сжатия.

Если сравним оба цикла при равных значениях q_1 и одинаковых параметрах рабочего тела в начале сжатия, но при разных ϵ , то картина будет совершенно другая (рис. 3-12). Площадка $1-a-c_1-z_1-3$ в $T-s$ -диаграмме представляет количество подведенного тепла q_1 в изохорном цикле, площадка $1-a-c-z'-z-2$ — количество подведенного тепла в смешанном цикле. Так как для обоих циклов были приняты одинаковые количества подведенного тепла q_1 , то, следовательно, эти площадки равны между собой. Количество отведенного

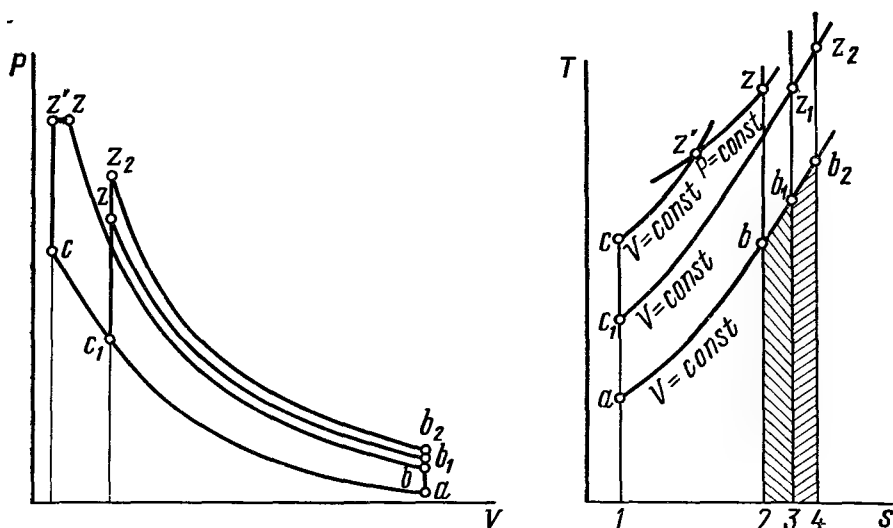


Рис. 3-12. Смешанный и изохорный циклы при разных значениях ϵ

тепла холодильнику в изохорном цикле определяется на $T-s$ -диаграмме площадкой $1-a-b_1-3$, а в смешанном цикле — площадкой $1-a-b-2$. Видно, что площадка $1-a-b_1-3$ больше площадки $1-a-b-2$; следовательно, количество отведенного тепла в изохорном цикле больше, чем в смешанном, на величину, изображенную на диаграмме заштрихованной площадкой $2-b-b_1-3$.

Отсюда следует, что в смешанном цикле при значительно большем ϵ по сравнению с изохорным и работа, и термический к.п.д. гораздо больше, чем эти же параметры в изохорном цикле.

Обычно в двигателях, работающих по изохорному циклу (карбюраторных), количество подведенного тепла за цикл q_1 больше (коэффициент избытка воздуха α меньше), чем у двигателей, работающих по смешанному циклу (дизелей). В связи с этим и температура конца сгорания в карбюраторных двигателях бывает выше, чем в дизелях. На рис. 3-12 площадкой $a-c_1-z_2-b_2-a$ показан такой цикл соответственно в $p-V$ - и $T-s$ -диаграммах.

Исследование влияния отдельных параметров на термический к. п. д. цикла

Величина к.п.д. изохорного цикла, как видно из (3-4), определяется степенью сжатия ϵ и показателем адиабаты k . Степень сжатия является конструктивным параметром, а показатель адиабаты зависит от температуры процесса и от природы рабочего тела. На рис. 3-13 приведены кривые зависимости термического к.п.д. изохорного цикла от степени сжатия ϵ для различных значений показателя адиабаты k ,

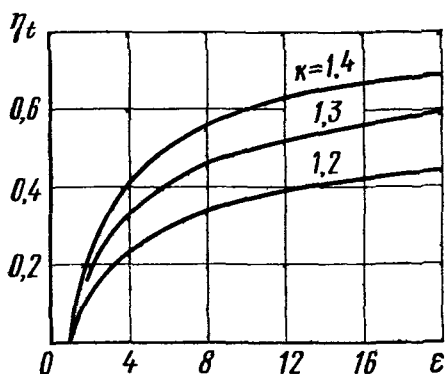


Рис. 3-13. Изменение η_t изохорного термодинамического цикла при различных значениях показателя адиабаты k

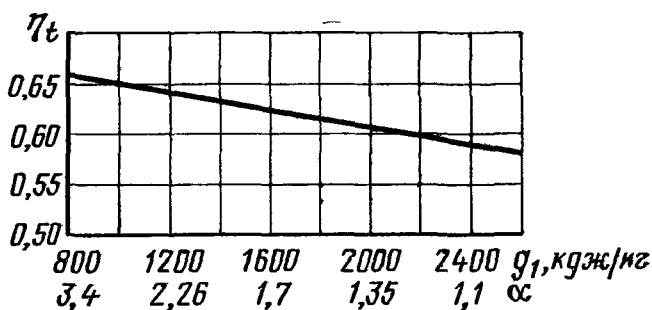


Рис. 3-14. Изменение η_t в зависимости от количества подведенного тепла q_1

из которых видно, что при увеличении степени сжатия, а также с ростом показателя адиабаты значение к.п.д. увеличивается. Отсюда вытекает, что для получения большего к.п.д. и большей удельной работы необходимо стремиться к повышению степени сжатия. Но в двигателях с искровым зажиганием повышение степени сжатия ограничивается возникновением преждевременной вспышки и явлений детонации.

Изменение величины получаемой работы за цикл связано с соответствующим изменением количества подведенного тепла, что определяет изменения значений максимального давления и температуры цикла. Отсюда следует, что степень повышения давления является параметром, характеризующим количество подведенного тепла и работу цикла. Между тем, в (3-4) величина λ не входит; следовательно, изменение работы (нагрузки) изохорного цикла не влияет на величину его термического к.п.д.

В смешанном цикле изменение количества подведенного тепла влияет на величину к.п.д. На рис. 3-14 показана такая зависимость; при подсчете были приняты: $\lambda = 1,6$; $\epsilon = 15$, $T_a = 288 \text{ К}$ и $k = 1,4$. Из кривой $\eta_t = f(q_1)$ видно, что при $\lambda = \text{const}$ (тогда, следовательно, и $p_z = \text{const}$) с увеличением q_1 (и соответственно работы цикла L_t и степени предварительного расширения ρ) термический к.п.д. смешанного цикла уменьшается, причем с возрастанием q_1 от 1200 до 2000 кДж/кг значение η_t снижается на величину от 64 до 60,5 %.

Значение q_1 зависит от теплоты сгорания топлива Q_n^p , теоретически необходимого количества воздуха L_0' и коэффициента избытка воздуха α .

Для топлива нефтяного происхождения состава $C = 86\%$, $H = 13\%$ и $O = 1\%$ значение $L_0' = 14,3$ кг/кг и $Q_n^p = 42000$ кДж/кг. Поэтому каждому значению α соответствует определенная величина q_1 ; на рис. 3-14 указана такая связь между α и q_1 .

На рис. 3-15 изображены кривые η_t смешанного цикла в зависимости от ϵ для различных значений степени предварительного расширения ρ . При $\rho = 1$ смешанный цикл становится изохорным. На диаграмме указаны пределы изменения ϵ для дизелей (область I, наиболее распространенная — область II), карбюраторных (область III, наи-

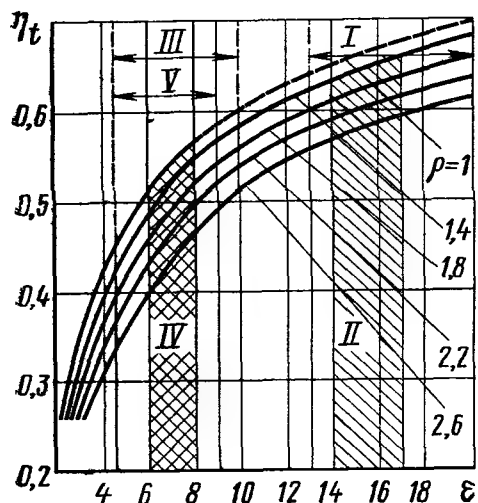


Рис. 3-15. Кривые η_t в зависимости от степени сжатия ϵ для различных величин степени предварительного расширения

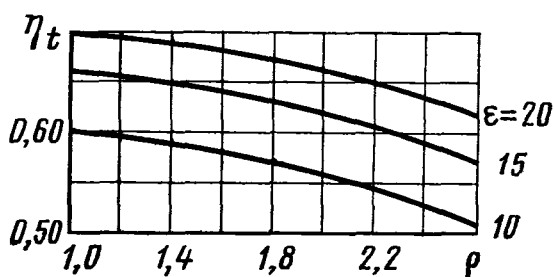


Рис. 3-16. Кривые η_t смешанного цикла в зависимости от ρ для различных ϵ

более распространенная — область IV) и газовых двигателей V.

В связи с тем что двигатели, работающие по смешанному циклу, имеют ϵ больше, чем двигатели, работающие по изохорному циклу, первые имеют и более высокий термический к.п.д.

Кривые рис. 3-16 иллюстрируют зависимость термического к.п.д. смешанного цикла от степени предварительного расширения для различных ϵ при постоянном количестве подведенного тепла q_1 . Как видно, η_t с увеличением ρ уменьшается, причем такая зависимость по мере возрастания ρ становится более заметной. Однако η_t при $\rho = 1,4$ и при $\rho = 1,0$ различаются между собой менее чем на 1%, что практически не влияет на к.п.д. установки. Следовательно, работа и среднее давление цикла при изменении ρ — в указанных пределах, но при $q_1 = \text{const}$ будут практически неизменными.

На основании вышеизложенного можно сделать следующий практический вывод. При повышении ρ до 1,4 уменьшение η_t и L_t по сравнению с их значениями при $\rho = 1$ не превысит 1%. В то же время λ при $\rho = 1,4$ будет значительно меньше, чем при $\rho = 1$. Поэтому выгоднее эксплуатировать двигатель при $\rho = 1,4$, чем при $\rho = 1,0$, так как при меньшем давлении сгорания облегчаются условия работы ша-

тунно-кривошипного механизма и повышается механический к.п.д. двигателя. В связи с этим при $\rho = 1,4$ эффективный к.п.д. и работа цикла L_t двигателя могут быть при эксплуатации равными или даже больше, чем при $\rho = 1$.

Глава 3-2

ТОПЛИВО ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕРМОХИМИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

§ 3-5. Физико-химические свойства топлива

В двигателях внутреннего сгорания и газовых турбинах применяются жидкое и газовое топливо. Основными химическими элементами, входящими в состав топлива, являются углерод и водород; в топливе содержится также незначительное количество кислорода, а иногда и серы. Жидкие и газовые топлива, применяемые в двигателях внутреннего сгорания, представляют собой смесь различных углеводородов $C_nH_mO_r$. Число атомов углерода в молекуле жидкого топлива может быть $n = 5 \div 30$, а в молекуле газового топлива $n < 5$.

Исходным сырьем для жидкого топлива является обычно нефть; кроме того, используются продукты перегонки каменного угля, бурого угля, горючих сланцев и торфа. Основную массу нефти составляют жидкие углеводороды, разные по степени сложности и структуре молекул; в связи с этим физико-химические свойства нефтей, добытых не только в разных районах, но даже из различных месторождений одного района, могут оказаться неодинаковыми. Такой особенностью обладают и продукты переработки нефти. Вместе с тем различные нефти и продукты переработки весьма сходны между собой по так называемому элементарному химическому составу (табл. 3-1).

Таблица 3-1

Элементарный химический состав некоторых жидких топлив
(в процентах по весу)

Топливо	С	Н	О
Бензин	85,5	14,5	—
Керосин	86	13,7	0,3
Дизельное топливо	86	13	1

Элементарный весовой химический состав углеводородов вида C_nH_m можно определить по следующим формулам:

$$C = 12n/(12n + m), \quad H = m/(12n + m).$$

Элементарный состав топлива важен при термохимических расчетах; по элементарному составу, в частности, подсчитывают теплоту сгорания топлива. Теплота сгорания определяется опытным путем

при помощи калориметра либо аналитически по элементарному химическому составу.

Низшая теплота сгорания жидкого топлива, по формуле Менделеева, кДж/кг

$$Q_n^p = 340C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_n^p) - 25W, \quad (3-5)$$

где С, Н, О, S и W — весовые доли соответственно углерода, водорода, кислорода, серы и влаги в топливе, %.

Некоторые жидкие топлива имеют следующую низшую теплоту сгорания, кДж/кг:

Бензин прямой перегонки	45 000
Крекинг-бензин	43 000
Керосин	43 000
Дизельное топливо	42 500
Сырая нефть	42 600
Бензол	40 200
Этиловый спирт	27 100
Метиловый спирт	23 300

Низшая теплота сгорания 1 м³ газового топлива (кДж/м³) при нормальных условиях (0° С и 1,013·10⁵ Н/м², что соответствует 760 мм рт. ст.)

$$H_n^p = 128CO + 107,5H_2 + 357CH_4 + \Sigma AC_nH_m, \quad (3-6)$$

где CO, H₂, CH₄, ΣC_nH_m — объемные доли в процентах соответствующих газов в топливе; числовые коэффициенты и коэффициент А представляют значения низшей теплоты сгорания 0,01м³ составляющих компонентов (табл. 3-2).

Т а б л и ц а 3-2

Низшая теплота сгорания некоторых углеводородов и горючих газов

Название газа	Химическая формула	Низшая теплота сгорания H_n^p , кДж/м ³	Название газа	Химическая формула	Низшая теплота сгорания H_n^p , кДж/м ³
Метан	CH ₄	35700	Бутилен	C ₄ H ₈	114600
Этан	C ₂ H ₆	63300	Пентилен	C ₅ H ₁₀	141000
Пропан	C ₃ H ₈	85500	Ацетилен	C ₂ H ₂	56000
Бутан	C ₄ H ₁₀	112000	Аллилен	C ₃ H ₄	83500
Пентан	C ₅ H ₁₂	146000	Водород	H ₂	10800
Гексан	C ₆ H ₁₄	173000	Окись углерода	CO	12800
Гептан	C ₇ H ₁₆	200000	Аммиак	NH ₃	14000
Октан	C ₈ H ₁₈	226000	Сероводород	H ₂ S	23500
Этилен	C ₂ H ₄	59500	Природный газ	—	34000 ÷ 37000
Пропилен	C ₃ H ₆	87500	Нефтяной газ	—	42000 ÷ 58600

Примечание. Природный саратовский газ, состоящий в среднем из 97,75% метана, 0,5% этана и пропана, 0,15% бутана и пентана, 1,3% азота и редких элементов и 0,3% углекислого газа, обладает низшей теплотой сгорания 35500 кДж/м³. Низшая теплота сгорания туймазинского нефтяного газа (41% метана, 19,6% этана, 17% пропана, 7,3% бутана, 3,3% пентана, 11,6% азота и 0,2% углекислого газа) составляет 55600 кДж/м³.

Некоторые эксплуатационно-технические показатели

Фракционный состав характеризует испаряемость топлива, указывая объемные доли топлива, испаряющегося в определенном интервале температур. Этот показатель имеет важное значение для оценки качества жидкого топлива; чем больше в нем фракций, испаряющихся в узком интервале температур, тем более одновременным будет испарение и более полным сгорание топлива в цилиндре двигателя. Высококачественное дизельное топливо состоит в основном из фракций, испаряющихся в интервале $200\div 350^{\circ}\text{C}$. Для двигателей с искровым зажиганием необходимо топливо, испаряющееся при более низких температурах.

О наличии легкоиспаряющихся фракций в топливе можно судить по его удельному весу. Ниже приводятся удельные веса некоторых жидких топлив, кг/л, при 15°C :

Бензин авиационный	0,64÷0,70
Бензин автомобильный	0,68÷0,76
Керосин	0,76÷0,85
Дизельное топливо	0,86÷0,90
Мазут	0,90÷0,95
Бензол	0,88÷0,90

Вязкость, или внутреннее трение, характеризует степень текучести жидкого топлива; она измеряется в единицах абсолютной кинематической вязкости — сантистоксах (сСт). Нормальная вязкость дизельного топлива для быстроходных транспортных дизелей в зависимости от условий его применения может быть летом в пределах $3,5\div 8,0$ сСт, зимой — $3,5\div 6,0$ сСт, для судовых дизелей — $3,0\div 4,0$ сСт. От вязкости топлива зависит качество его распыления и сгорания, а также характер и глубина проникновения (дальнобойность) струи при впрыскивании в цилиндр дизеля. Повышение вязкости топлива затрудняет его фильтрацию и прокачку, ухудшает распыливание топлива в камере сгорания, в результате чего удлиняется период задержки воспламенения. С другой стороны, чрезмерное снижение вязкости ухудшает смазывающую способность втулки насоса, форсунки, усиливает износ топливной аппаратуры и повышает потери топлива через неплотности соединения.

Для топлив, применяемых в двигателях с искровым зажиганием, вязкость имеет меньшее значение.

Температурные показатели определяют изменение состояния топлива в зависимости от его температуры. Среди этих показателей наибольшее значение имеют температуры застывания и самовоспламенения топлива.

Температурой застывания называется такая максимальная температура, при которой жидкое топливо в процессе охлаждения теряет текучесть. Этим показателем определяется возможность применения топлива при низких температурах. Для большинства дизельных топлив температура застывания находится в пределах $-10\div -45^{\circ}\text{C}$. Различают еще температуру помутнения, при которой в топливе появля-

ются кристаллы застывающих углеводородов и воды; появление в топливе значительного количества кристаллов означает прекращение его подачи через фильтры в жиклеры и форсунки. Температура помутнения дизельного топлива обычно на $5\div 10^{\circ}\text{C}$ выше температуры застывания.

Температурой самовоспламенения называется минимальная температура, при которой смесь топлива с воздухом самовоспламеняется без воздействия постороннего источника. Этот один из наиболее важных параметров для рабочего процесса двигателя зависит от среды, где находится топливо: в воздухе с нормальным давлением, в кислороде, в сжатом воздухе и т. д. Температура самовоспламенения жидких топлив понижается с повышением давления среды.

Для обеспечения надежности воспламенения топлива в дизеле температуру сжатого воздуха, как показывают опыты, необходимо иметь на $200\div 300^{\circ}\text{C}$ выше температуры самовоспламенения топлива при соответствующем давлении, так как для нагревания и достаточного испарения впрыскиваемого в цилиндр топлива необходимо затратить некоторое количество тепла сжатого воздуха.

Среди температурных показателей различают еще температуру вспышки и температуру воспламенения топлива. Температурой вспышки называется минимальная температура, при которой смесь паров топлива с воздухом при поднесении к ней пламени воспламеняется. Температура, при которой топливо после вспышки горит с поверхности не менее 5 сек, называется температурой воспламенения. Эти показатели характеризуют топливо с точки зрения огнеопасности при хранении и перевозке, а для рабочего процесса двигателя они не имеют существенного значения.

Октановое число характеризует антидетонационные свойства топлива, применяемого в двигателях с искровым зажиганием, и является весьма важным эксплуатационно-техническим показателем.

Для оценки детонационных качеств топлива его сравнивают с эталонными смесями. Сравнительные испытания ведутся на специальном одноцилиндровом двигателе с переменной степенью сжатия. При этом определяется, какая из эталонных смесей детонирует идентично испытываемому топливу. Для этой цели применяются два эталонных углеводорода: парафинового ряда алифатической группы изооктан (C_8H_{18}) и нормальный гептан (C_7H_{16}), имеющие почти одинаковые физико-химические свойства и совершенно различные склонности к детонации. Среди углеводородов большинства топлив, применяемых в двигателях с искровым зажиганием, изооктан обладает наибольшей детонационной стойкостью, а нормальный гептан — наименьшей. Детонационная стойкость изооктана условно принята за 100, гептана — за 0. Процентное содержание по объему изооктана в смеси с нормальным гептаном, при котором детонационная стойкость этой смеси является одинаковой с топливом испытываемого образца, называется октановым числом.

Для каждой марки двигателя в зависимости от степени сжатия, материала поршня и головки, формы камеры сгорания, способа охлаждения, числа оборотов устанавливается необходимое октановое

число топлива, обеспечивающее нормальную бездетонационную работу двигателя на всех режимах (табл. 3-3). Чем выше октановое число данного топлива, тем больше возможности имеется для его применения в карбюраторных двигателях с высокой степенью сжатия. Современные автомобильные бензины имеют октановое число 66÷100, тракторные керосины — 45÷54, некоторые авиационные бензины могут иметь условное октановое число даже больше 100.

Для увеличения октанового числа, т. е. для повышения антидетонационных свойств бензина, его смешивают с другим топливом, имеющим лучшие антидетонационные свойства, либо к нему добавляют особые вещества, называемые антидетонаторами. Среди последних наиболее распространена этиловая жидкость, содержащая в основном тетраэтилсвинец $Pb(C_2H_5)_4$. Добавление тетраэтилсвинца в количестве 0,4÷0,8 г на 1 кг бензина резко повышает октановое число топлива. Тетраэтилсвинец — сильнейший яд, поэтому при обращении с ним необходимо строго соблюдать специальные правила.

Таблица 3-3

Детонационная стойкость существующих марок автомобильных бензинов в соответствии с ГОСТ 2084—67

Наименование показателя	А-66	А-72	А-76	АИ-93	АИ-98
Октановое число при определении:					
по моторному методу	66	72	73	85	89
по исследовательскому методу	Не	нормируется		93	98
Содержание тетраэтилсвинца, г/кг бензина, не более	0,66	Отсутствует	0,41	0,82	0,82

Цетановое число — важный эксплуатационно-технический показатель дизельного топлива, характеризующий его склонность к термическому распаду, окислению и самовоспламенению в цилиндре двигателя. Различное влияние химической природы топлива на период задержки воспламенения и на рабочий процесс двигателя было использовано для оценки топлив относительно их воспламеняемости. Анализ периода задержки воспламенения различных топлив показал, что оценивать можно, сравнивая с соответствующими эталонными топливами. В качестве таких эталонных топлив принят легко воспламеняющийся в двигателе цетан $C_{16}H_{34}$ и трудно воспламеняющийся альфаметилнафталин $C_{10}H_7CH_3$. Эти углеводороды приняты из тех соображений, что оба они устойчивы при хранении и охватывают по воспламеняемости все сорта топлива двигателей с воспламенением от сжатия. Из этих углеводородов составляются различные смеси, с которыми сравнивается испытуемое топливо. Процентное содержание по объему цетана в такой смеси с альфаметилнафталином, который по характеру сгорания в данных условиях опыта совершенно аналогичен испытуемому топливу, называется цетановым числом. По такому определению цетан оценивается числом 100, а альфаме-

тилнафталин — 0. При увеличении в составе топлива парафиновых углеводородов C_nH_{2n+2} повышается цетановое число последнего.

При испытании топлив и при определении цетановых чисел пользуются еще понятием критической степени сжатия. Минимальная степень сжатия, при которой обеспечивается нормальное воспламенение топлива и двигатель при стандартном рабочем режиме работает без пропуска вспышек, называется критической степенью сжатия двигателя.

Вырабатываемое отечественной промышленностью дизельное топливо имеет цетановое число 40÷50, что обеспечивает нормальную работу стационарных, транспортных и судовых дизелей. При этом для более быстроходных двигателей рекомендуется принять топливо с цетановым числом, близким к верхнему пределу указанного интервала. Применение топлив с пониженным цетановым числом сопровождается жесткой работой двигателя, что обусловлено увеличением периода задержки воспламенения топлива и вследствие этого резким нарастанием давления в цилиндре двигателя. Работа двигателя на топливе с чрезмерно повышенным цетановым числом нецелесообразна, так как ухудшается качество процесса сгорания, появляется дымность выпускных газов и снижается мощность двигателя. Это явление вызывается развивающимся с повышением цетанового числа расщеплением углеводородов парафинового ряда при высоких температурах на легкие газообразные и твердые углеводороды. Последние не успевают сгорать и выбрасываются с выпускными газами.

Повышение цетанового числа дизельного топлива можно достигнуть добавлением к нему в качестве присадок нитратов и перекисей. Однако эффективность таких присадок значительно меньше, чем эффективность тетраэтилсвинца, применяемого для повышения октанового числа бензина; кроме того, они мало стабильны, поэтому повышение цетанового числа таким способом не применяется.

Наличие примесей ухудшает, как правило, качество топлива. Механические примеси засоряют топливсподающую систему (отверстия форсунок, жиклеры), повышают износ цилиндров и поршневых колец; сера повышает коррозионность топлива, так как продукт сгорания серы SO_2 , соединяясь с водой и кислородом, образует серную кислоту, которая разъедает детали двигателя, особенно цилиндры и выпускные клапаны.

§ 3-6. Термохимия процесса сгорания

Стехиометрические уравнения элементов топлива и тепловой эффект реакции сгорания

Жидкие топлива, применяемые в двигателях внутреннего сгорания и в газовых турбинах, состоят в основном из углерода, водорода и кислорода. Наличием серы, азота и других элементов из-за незначительности их содержания в топливе при проведении тепловых расчетов пренебрегают, поэтому элементарный весовой состав жидкого топли-

ва для стехиометрических тепловых расчетов можно выразить равенством

$$C + H + O = 1, \quad (3-7)$$

где C , H и O — весовые доли соответственно углерода, водорода и кислорода в жидком топливе.

Сухое газовое топливо представляет собой различную в зависимости от вида газа смесь метана, водорода, окиси углерода, углекислого газа, кислорода, азота, а также тяжелых углеводородов вида $\Sigma C_n H_m$, которые в свою очередь могут состоять из смеси этана, пропана, бутана, ацетилена, этилена, пропилена и других углеводородов.

Объемный состав газового топлива

$$CH_4 + \Sigma C_n H_m + H_2 + CO + CO_2 + O_2 + N_2 = 1, \quad (3-8)$$

где CH_4 , $\Sigma C_n H_m$, H_2 , CO , CO_2 , O_2 , N_2 — объемные доли соответствующих газов в газовом топливе.

Тепловой эффект реакций сгорания определяется стехиометрическими уравнениями элементов топлива:

1. Сгорание водорода: $H_2 + (1/2) O_2 = H_2O$ (пар);

$$2 \text{ кг } (H_2) + 16 \text{ кг } (O_2) = 18 \text{ кг } (H_2O) + 242\,000 \text{ кДж};$$

$$2 \text{ кг } (H_2) + 1/2 \text{ кмоль } (O_2) = 1 \text{ кмоль } (H_2O)_{\text{пар}} + 242\,000 \text{ кДж};$$

$$1 \text{ кг } (H_2) + 1/4 \text{ кмоль } (O_2) = (1/2) \text{ кмоль } (H_2O)_{\text{пар}} + 121\,000 \text{ кДж};$$

$$H \text{ кг } (H_2) + H/4 \text{ кмоль } (O_2) = (H/2) \text{ кмоль } (H_2O)_{\text{пар}} + H121\,000 \text{ кДж}.$$

2. Полное сгорание углерода: $C + O_2 = CO_2$;

$$12 \text{ кг } (C) + 32 \text{ кг } (O_2) = 44 \text{ кг } (CO_2) + 410\,000 \text{ кДж};$$

$$12 \text{ кг } (C) + 1 \text{ кмоль } (O_2) = 1 \text{ кмоль } (CO_2) + 410\,000 \text{ кДж};$$

$$1 \text{ кг } (C) + (1/12) \text{ кмоль } (O_2) = (1/12) \text{ кмоль } (CO_2) + 34\,200 \text{ кДж};$$

$$C \text{ кг } (C) + (C/12) \text{ кмоль } (O_2) = (C/12) \text{ кмоль } (CO_2) + C \cdot 34\,200 \text{ кДж}.$$

3. Неполное сгорание углерода: $C + (1/2) O_2 = CO$;

$$12 \text{ кг } (C) + 16 \text{ кг } (O_2) = 28 \text{ кг } (CO) + 124\,500 \text{ кДж};$$

$$12 \text{ кг } (C) + (1/2) \text{ кмоль } (O_2) = 1 \text{ кмоль } (CO) + 124\,500 \text{ кДж};$$

$$1 \text{ кг } (C) + (1/24) \text{ кмоль } (O_2) = (1/12) \text{ кмоль } (CO) + 10\,370 \text{ кДж};$$

$$C \text{ кг } (C) + (C/24) \text{ кмоль } (O_2) = (C/12) \text{ кмоль } (CO) + C \cdot 10\,370 \text{ кДж}.$$

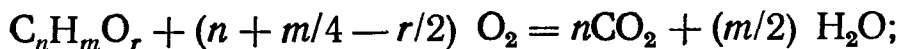
4. Сгорание окиси углерода: $CO + (1/2) O_2 = CO_2$;

$$28 \text{ кг } (CO) + 16 \text{ кг } (O_2) = 44 \text{ кг } (CO_2) + 285\,000 \text{ кДж};$$

$$28 \text{ кг } (CO) + (1/2) \text{ кмоль } (O_2) = 1 \text{ кмоль } (CO_2) + 285\,000 \text{ кДж};$$

1 кмоль (CO) + (1/2) кмоль (O₂) = 1 кмоль (CO₂) + 285000 кДж.

5. Сгорание химического соединения вида C_nH_mO_r:



$$1 \text{ кмоль } C_nH_mO_r + (n + m/4 - r/2) \text{ кмоль } O_2 = \\ = n \text{ кмоль } CO_2 + (m/2) \text{ кмоль } H_2O.$$

Количество воздуха для сгорания топлива

Принимая, что атмосферный воздух содержит кислорода 21 % (по объему), и учитывая содержание O₂ кг кислорода в самом топливе (или (O/32 моль), на основании уравнений сгорания водорода и углерода найдем теоретически необходимое количество воздуха (кмоль/кг) для полного сгорания 1 кг жидкого топлива данного состава:

$$L_0 = (1/0,21) (C/12 + H/4 - O/32), \quad (3-9)$$

или теоретически необходимое количество воздуха (кг/кг):

$$L'_0 = 28,95 L_0, \quad (3-10)$$

где 28,95 кг/моль — молекулярный вес воздуха; C, H и O — весовые доли соответственно углерода, водорода и кислорода в топливе.

Теоретически необходимое количество воздуха при 0° С и давлении 1,013·10⁵ Н/м² (или 760 мм рт. ст.), нм³/кг,

$$L''_0 = 22,4 L_0. \quad (3-11)$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ (или 1 моль) газового топлива

$$L_0 = (1/0,21) [2 CH_4 + \Sigma (n + m/4) C_nH_m + (1/2) (CO + H_2) - O_2], \quad (3-12)$$

здесь L₀ выражено в м³/м³ (или моль/моль), а CH₄; Σ C_nH_m; CO; H₂ и O₂ — в объемных долях. Для газового топлива L'' = L₀.

В действительности количество воздуха, вводимого в цилиндр двигателя для сгорания топлива, отличается от теоретически необходимого. Отношение действительно затрачиваемого количества воздуха L к теоретически необходимому L₀ называется коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = L/L_0. \quad (3-13)$$

Очевидно, что действительное количество воздуха $L = \alpha L_0$.

Величина коэффициента избытка воздуха зависит от типа двигателя, способа смесеобразования, вида топлива, режима работы двигателя (нагрузка, число оборотов), способа регулирования и ряда других факторов. Значения коэффициента избытка воздуха α для различных двигателей при номинальной нагрузке обычно находятся в следующих пределах:

$\alpha = 1,6 \div 2,0$ — для тихоходных дизелей (стационарных и судовых);
 $\alpha = 1,2 \div 1,7$ — для быстроходных дизелей (судовых и автотракторных);
 $\alpha = 1,8 \div 2,2$ — для дизелей с наддувом;
 $\alpha = 0,8 \div 1,1$ — для карбюраторных двигателей;
 $\alpha = 1,1 \div 1,3$ — для газовых двигателей.

Количество горючей смеси

Количество горючей смеси в дизелях определяется при допущении, что объем вспрыскиваемого жидкого топлива настолько мал по сравнению с объемом воздуха, что им можно пренебречь. Следовательно, количество горючей смеси (моль/кг топлива)

$$M_0 = \alpha L_0, \quad (3-14)$$

а количество горючей смеси при T_0 и p_0 (м³/кг)

$$M_0'' = 8314,2 (T_0/p_0) \alpha L_0 = (1/\gamma) \alpha L_0',$$

где L_0 и L_0' — теоретически необходимое количество воздуха, соответственно кмоль/кг и кг/кг; p_0 — давление горючей смеси, Н/м²; T_0 — температура горючей смеси, К; γ — вес 1 м³ воздуха при T_0 и p_0 , кг.

Количество горючей смеси при 0° С и давлении 1,013 бар (нм³/кг)

$$M_0'' = 22,4 \alpha L_0. \quad (3-15)$$

Очевидно, что для дизелей вес горючей смеси (кг/кг топлива) выразится как

$$M_0' = \alpha L_0' + 1. \quad (3-16)$$

Количество горючей смеси в карбюраторных двигателях определяется с учетом объема паров топлива (кмоль/кг):

$$M_0 = \alpha L_0 + 1/m_T, \quad (3-17)$$

или в весовых единицах (кг/кг):

$$M_0' = \alpha L_0' + 1, \quad (3-18)$$

либо в объемных при T_0 и p_0 (м³/кг):

$$M_0'' = 8314,2 (T_0/p_0) (\alpha L_0 + 1/m_T) = \frac{1}{\gamma_{см}} (\alpha L_0' + 1),$$

где m_T — молекулярный вес паров топлива, т. е. вес 1 моля паров топлива, кг (для нефтяных топлив $m_T \approx 114$); $\gamma_{см}$ — вес 1 м³ горючей смеси, кг.

При температуре 0° С и давлении 1,013 бар количество горючей смеси (нм³/кг)

$$M_0'' = 22,4 (\alpha L_0 + 1/m_T). \quad (3-19)$$

Для газовых двигателей количество горючей смеси, (моль/моль или м³/м³)

$$M_0 = \alpha L_0 + 1, \quad M_0' = M_0. \quad (3-20)$$

Количество продуктов сгорания

Количество продуктов сгорания жидкого топлива. Количество отдельных компонентов продуктов полного сгорания на 1 кг жидкого топлива (кмоль/кг):

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= C/12; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= H/2; \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21 (\alpha - 1) L_0; \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79 \alpha L_0. \end{aligned} \right\} \quad (3-21)$$

Общее количество продуктов полного сгорания

$$M = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}. \quad (3-22)$$

Подставляя приведенные выше значения отдельных составных частей, получаем (кмоль/кг)

$$M = C/12 + H/2 + (\alpha - 0,21) L_0 \quad (3-23)$$

или количество продуктов полного сгорания в весовых единицах (кг/кг топлива),

$$M' = \alpha L'_0 + 1.$$

При сгорании имеет место приращение количества молей

$$\Delta M = M - M_0.$$

Для дизелей $M_0 = \alpha L_0$, поэтому

$$\Delta M = M - \alpha L_0.$$

Используя значение M из (3-23), получаем (кмоль/кг)

$$\Delta M = C/12 + H/2 + (\alpha - 0,21) L_0 - \alpha L_0 = C/12 + H/2 - 0,21 L_0,$$

а после подстановки значения L_0 из (3-9)

$$\Delta M = H/4 + O/32. \quad (3-24)$$

Для карбюраторных двигателей при $\alpha \geq 1$ приращение количества молей

$$\Delta M = H/4 + O/32 - 1/m_T. \quad (3-25)$$

В действительности топливо не всегда сгорает полностью, причем часть его может не сгореть совсем или же может получиться химический недожог, т. е. сгорание углерода топлива не в CO_2 , а в окиси углерода CO .

В дизелях воздух подается в цилиндр с избытком, некоторая часть углерода (а иногда и водорода) топлива вследствие недостаточно совершенного смесеобразования не сгорает совсем и выбрасывается в виде сажи, что придает отработанным (выпускным) газам темный оттенок. При хорошо доведенном и отрегулированном двигателе не-

полнота сгорания становится крайне незначительной и выпускные газы получаются почти бесцветными.

В карбюраторных двигателях неполнота сгорания сопровождается в основном образованием окиси углерода.

Неполное сгорание жидкого топлива. Двигатели с искровым зажиганием (карбюраторные и с впрыском легкого топлива) при максимальной нагрузке работают обычно при $\alpha < 1$, т. е. с недостатком воздуха. Хотя при этом имеет место неполнота сгорания и эффективный коэффициент полезного действия получается несколько ниже, чем при $\alpha > 1$, но максимальная мощность двигателя достигается при работе с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 0,8 \div 0,9$.

При проведении теплового расчета с достаточной точностью принимают, что водород, более активно реагирующий с кислородом, полностью сгорает в H_2O , а углерод вследствие недостатка кислорода сгорает частично в углекислый газ CO_2 , а частично — в окись углерода CO , т. е. неполнота сгорания выражается только в форме CO . По мере уменьшения α все меньшее количество углерода будет сгорать в CO_2 , наконец, при некотором значении α кислорода хватит для сгорания углерода только в CO . Коэффициент избытка воздуха, соответствующий такому составу горючей смеси, при котором кислородом обеспечивается сгорание водорода полностью в H_2O , а углерода — лишь в CO , называют критическим $\alpha_{кр}$. При дальнейшем уменьшении α кислорода уже не хватает для сгорания углерода и в CO ; тогда часть углерода не сгорает совсем и остается в виде сажи.

Значение $\alpha_{кр}$, а также количество углекислого газа M_{CO_2} и окиси углерода M_{CO} в продуктах сгорания при $\alpha < 1$ определяются на основании следующих соображений.

Теоретически необходимое количество кислорода (кмоль/кг), который нужно подать с воздухом для сгорания 1 кг топлива, на основании (3-29) определяется как

$$O_{тзор} = C/12 + H/4 - O/32 = 0,21 L_0.$$

В горючей смеси, т. е. в смеси воздуха и 1 кг топлива, имеется, кроме того, кислород в составе самого топлива в количестве $O/32$ молей. Весь этот кислород расходуется для сгорания C кг углерода в CO_2 , CO , и H кг водорода в H_2O . Обозначим φ_{CO} долю углерода, сгоревшего в CO ; тогда доля углерода, сгоревшего в CO_2 , равна $(1 - \varphi_{CO})$. Баланс кислорода, участвующего в реакции,

$$0,21 \alpha L_0 + O/32 = (1 - \varphi_{CO}) C/12 + \varphi_{CO} C/24 + H/4.$$

Имея в виду, что $C/12 + H/4 - O/32 = 0,21 L_0$, после преобразований получаем

$$\varphi_{CO} C = 24 \cdot 0,21 L_0 (1 - \alpha).$$

Расчетная формула для определения количества углерода, сгоревшего только в CO , при $\alpha < 1$ будет иметь вид

$$\varphi_{\text{CO}} C = 5,04 (1 - \alpha) L_0. \quad (3-26)$$

Тогда количество углерода, сгоревшего в CO_2 , составит

$$(1 - \varphi_{\text{CO}}) C = C - 5,04 (1 - \alpha) L_0. \quad (3-27)$$

При $\alpha = \alpha_{\text{кр}}$ весь углерод сгорает только в CO ; φ_{CO} обращается в единицу, а (3-26) принимает вид

$$C = 5,04 (1 - \alpha_{\text{кр}}) L_0.$$

Отсюда

$$\alpha_{\text{кр}} = 1 - C/(5,04 L_0). \quad (3-28)$$

Для нефтяных жидких топлив значение $\alpha_{\text{кр}} \approx 0,65 \div 0,67$.

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания на 1 кг жидкого топлива при изменении коэффициента избытка воздуха $\alpha = \alpha_{\text{кр}} \div 1$ (кмоль/кг):

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}} &= \varphi_{\text{CO}} C/12 = 0,42 (1 - \alpha) L_0; \\ M_{\text{CO}_2} &= (1 - \varphi_{\text{CO}}) C/12 = C/12 - 0,42 (1 - \alpha) L_0; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= H/2; \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79 \alpha L_0. \end{aligned} \right\} \quad (3-29)$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M = M_{\text{CO}} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}, \quad (3-30)$$

или после подстановки указанных в (3-29) значений отдельных компонентов

$$M = C/12 + H/2 + 0,79 \alpha L_0. \quad (3-31)$$

При анализе суммы $(M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}})$ видно, что как при полном, так и при неполном сгорании углерода в CO эта сумма остается постоянной и равной $C/12$ кмоль/кг.

Приращение количества молей $\Delta M = M - M_0$ при сгорании в условиях, когда $\alpha_{\text{кр}} \leq \alpha \leq 1$,

$$\begin{aligned} \Delta M &= C/12 + H/2 + 0,79 \alpha L_0 - (\alpha L_0 + 1/m_T) = \\ &= C/12 + H/2 - 0,21 \alpha L_0 - 1/m_T. \end{aligned} \quad (3-32)$$

Выражение (3-9) можно представить в виде

$$L_0 = (C/12 + H/2 - H/4 - O/32)/0,21,$$

тогда

$$C/12 + H/2 = H/4 + O/32 + 0,21 L_0.$$

Подставляя в (3-32) соответствующее значение суммы $(C/12 + H/2)$, получаем следующую формулу для определения приращения количества молей при сгорании (кмоль/кг):

$$\Delta M = H/4 + O/32 + 0,21 (1 - \alpha) L_0 - 1/m_T. \quad (3-33)$$

Увеличение приращений количества молей, а следовательно, и объема при сгорании углерода в CO по сравнению с приращением количества молей при полном сгорании углерода в CO₂, определяемым (3-25), получается в связи с тем, что в данном случае на каждый моль O₂ после реакции приходится два моля CO, в то время как при полном сгорании углерода на каждый моль O₂ приходится лишь один моль CO₂.

Количество продуктов сгорания газового топлива. Количество отдельных компонентов продуктов полного сгорания газового топлива (моль/моль или м³/м³):

$$\left. \begin{aligned} M_{CO_2} &= CO + CH_4 + \Sigma C_n H_m + CO_2; \\ M_{H_2O} &= H_2 + 2CH_4 + \Sigma (m/2) C_n H_m; \\ M_{O_2} &= 0,21 (\alpha - 1) L_0; \\ M_{N_2} &= 0,79 \alpha L_0 + N_2, \end{aligned} \right\} \quad (3-34)$$

здесь CH₄, $\Sigma C_n H_m$, CO₂, CO, H₂ и N₂ — объемные доли соответствующих газов, входящих в топливо.

Общее количество продуктов полного сгорания газового топлива получаем при подстановке найденных из (3-34) отдельных компонентов в (3-22):

$$M = CO + 3CH_4 + \Sigma (n + m/2) C_n H_m + CO_2 + H_2 + N_2 + \alpha L_0 - 0,21 L_0.$$

Используя значение L_0 из (3-12) и объемный состав газового топлива из (3-8), после соответствующих преобразований получаем

$$M = \alpha L_0 + 1 - [(CO + H_2)/2 - \Sigma (m/4 - 1) C_n H_m]. \quad (3-35)$$

Изменение количества молей или объема при сгорании газового топлива получаем, подставляя значение M из (3-35) и M_0 из (3-20):

$$\Delta M = -[(CO + H_2)/2 - \Sigma (m_4 - 1) C_n H_m]. \quad (3-36)$$

Отношение количества продуктов сгорания к количеству горючей смеси до сгорания называется химическим коэффициентом молекулярного изменения μ_0 . Очевидно,

$$\mu_0 = M/M_0 = (M_0 + \Delta M)/M_0 = 1 + \Delta M/M_0. \quad (3-37)$$

Тогда для дизелей

$$\mu_0 = 1 + \Delta M/(\alpha L_0); \quad (3-38)$$

для карбюраторных двигателей

$$\mu_0 = 1 + \Delta M/(\alpha L_0 + 1/m_T); \quad (3-39)$$

для газовых двигателей

$$\mu_0 = 1 + \Delta M/(\alpha L_0 + 1). \quad (3-40)$$

Теплота сгорания горючей смеси

Количество тепла, получаемое при сгорании 1 м³ горючей смеси (обычно смеси воздуха и топлива), называется теплотой сгорания горючей смеси.

Теплота сгорания горючей смеси $Q_{\text{см}}$ определяется отношением низшей теплоты сгорания топлива, входящего в смесь, к объему горючей смеси:

$$Q_{\text{см}} = Q_{\text{н}}^p / M_0'.$$

Низшая теплота сгорания жидкого топлива измеряется, как известно, в кДж/кг; газового топлива — в кДж/м³; объем горючей смеси — в м³/кг для жидких и в м³/м³ — для газовых топлив.

Используя соответствующие значения указанных величин, получаем для дизелей

$$Q_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{н}}^p}{8314,2 (T_0/p_0) \alpha L_0}; \quad (3-41)$$

для карбюраторных двигателей

$$Q_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{н}}^p}{8314,2 (T_0/p_0) (\alpha L_0 + 1/m_T)}; \quad (3-42)$$

для газовых двигателей

$$Q_{\text{см}} = H_{\text{н}}^p / (\alpha L_0 + 1). \quad (3-43)$$

Теплота сгорания горючей смеси в двигателях внутреннего сгорания имеет важное значение; она показывает количество тепла, которое может выделиться при сгорании 1 м³ рабочей смеси, т. е. характеризует тепловую напряженность рабочего процесса в цилиндре. Чем выше теплота сгорания горючей смеси, тем больше работы при всех одинаковых остальных условиях можно получить за цикл.

§ 3-7. Теплоемкость горючих смесей и продуктов сгорания

Средняя мольная изохорная теплоемкость смеси различных газов определяется выражением

$$c_v = \Sigma c_{v_i} M_i / (\Sigma M_i), \quad (3-44)$$

а средняя мольная изобарная теплоемкость смеси различных газов —

$$c_p = \Sigma c_{p_i} M_i / (\Sigma M_i), \quad (3-45)$$

где c_{v_i} и c_{p_i} — соответственно средняя мольная изохорная и средняя мольная изобарная теплоемкости отдельного компонента, входящего в смесь, кДж/(кмоль·К); M_i — число молей этого компонента в смеси; ΣM_i — общее количество молей всех компонентов, образующих смесь.

При определении теплоемкости газового топлива удобнее пользоваться выражением

$$c_v^r = \sum c_{v_i} r_i \quad (3-46)$$

где $r_i = V_i / \sum V_i$ — объемные доли отдельных компонентов, получаемые делением объема соответствующего компонента при определенном давлении и температуре на суммарный объем всех компонентов, т. е. объем газового топлива при том же давлении и температуре.

Так как объем 1 моля для всех идеальных газов является одинаковым, то r_i можно получить также из следующего соотношения:

$$r_i = M_i / (\sum M_i).$$

По (3-46) можно определить как объемную, так и мольную теплоемкость; при этом размерность c_v^r будет той же, что и при c_{v_i} . Средняя мольная изохорная теплоемкость горючей смеси, применяемой в карбюраторных двигателях и состоящей из αL_0 молей воздуха и $1/m_T$ молей паров топлива,

$$c_v^{r,c} = \frac{c_v \alpha L_0 + c_v^r (1/m_T)}{\alpha L_0 + 1/m_T}.$$

Разделив числитель и знаменатель на αL_0 , получим

$$c_v^{r,c} = \frac{c_v + c_v^r / (m_T \alpha L_0)}{1 + 1 / (m_T \alpha L_0)}. \quad (3-47)$$

Для нефтяных топлив при $\alpha = 0,8 \div 1,0$ значение $1/(m_T \alpha L_0) \approx 0,02$; тогда

$$c_v^{r,c} = (c_v + 0,02 c_v^r) / 1,02, \quad (3-48)$$

где c_v и c_v^r — средние мольные изохорные теплоемкости соответственно воздуха и паров топлива, кДж/(кмоль · К).

Средняя мольная изохорная теплоемкость смеси воздуха и газового топлива, т. е. горючей смеси в газовых двигателях,

$$c_v^{r,c} = \frac{c_v \alpha L_0 + c_v^r}{\alpha L_0 + 1},$$

или

$$c_v^{r,c} = \frac{c_v \alpha L_0 + c_v^r}{M_0}, \quad (3-49)$$

где c_v и c_v^r — средние мольные изохорные теплоемкости соответственно воздуха и газового топлива, кДж/(кмоль · К); $M_0 = \alpha L_0 + 1$ — количество горючей смеси, приходящейся на 1 кмоль газового топлива, кмоль.

Продукты сгорания состоят из смеси следующих газов: CO_2 , CO , H_2O , O_2 и N_2 ; их мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания

$$c_p'' = \frac{c_{p\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + c_{p\text{CO}} M_{\text{CO}} + c_{p\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} + c_{p\text{O}_2} M_{\text{O}_2} + c_{p\text{N}_2} M_{\text{N}_2}}{M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}}, \quad (3-50)$$

где $c_{p\text{CO}_2}$, $c_{p\text{CO}}$, $c_{p\text{H}_2\text{O}}$, $c_{p\text{O}_2}$, $c_{p\text{N}_2}$ — средние молярные изобарные теплоемкости соответствующих газов, кДж/(кмоль·К).

Если известна теплоемкость продуктов полного сгорания при $\alpha = 1$, то для любого другого значения $\alpha > 1$ ее можно подсчитать:

$$c_p'' = \frac{c_{p_1}'' M_1 + c_{p_0} L_0 (\alpha - 1)}{M_1 + L_0 (\alpha - 1)}.$$

Разделив числитель и знаменатель на L_0 , получим

$$c_p'' = \frac{\mu_0' c_{p_1}'' + (\alpha - 1) c_{p_0}}{\mu_0' + \alpha - 1},$$

где c_p'' — средняя молярная изобарная теплоемкость продуктов полного сгорания при $\alpha = 1$, кДж/(кмоль·К); c_{p_0} — средняя молярная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кмоль·К); M_1 — количество продуктов полного сгорания 1 кг жидкого топлива (или 1 кмоль газозового топлива) при $\alpha = 1$, кмоль; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха, кмоль, μ_0' — химический коэффициент молекулярного изменения при $\alpha = 1$.

Глава 3-3

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ

Действительный рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания состоит из пяти последовательных периодически повторяющихся рабочих процессов: 1) наполнение, или зарядка; 2) сжатие; 3) сгорание; 4) расширение; 5) очистка цилиндра, или выпуск.

§ 3-8. Очистка и наполнение цилиндра

Наполнением, или зарядкой, двигателя называют процесс наполнения рабочего объема цилиндра свежим зарядом: воздухом — в дизелях и смесью воздуха с топливом — в карбюраторных и газовых двигателях. Этот процесс в четырехтактных двигателях начинается после очистки цилиндра и происходит при движении поршня от в.м.т. до н.м.т. (рис. 3-17). Принимается, что в момент нахождения поршня в в.м.т. объем камеры сжатия V_c заполнен остаточными газами с давлением p_r и температурой T_r . Давление p_r обычно бывает выше атмосферного давления p_0 , а возникающая при этом разность давлений Δp_r используется для создания скорости выпускных газов при истечении из цилиндра в выпускной трубопровод и для преодоления сопротивления в клапанах, трубопроводе и глушителе. При всасывающем ходе поршня остаточные газы расширяются, давление в цилиндре уменьшается, так что в двигателях, работающих без наддува, оно

становится ниже атмосферного, а примерно с точки *e* начинается процесс наполнения цилиндра воздухом или рабочей смесью. Наполнение кончается не в н.м.т., чему на диаграмме соответствует точка *f*, а несколько позже, всасывающий клапан закрывается при повороте

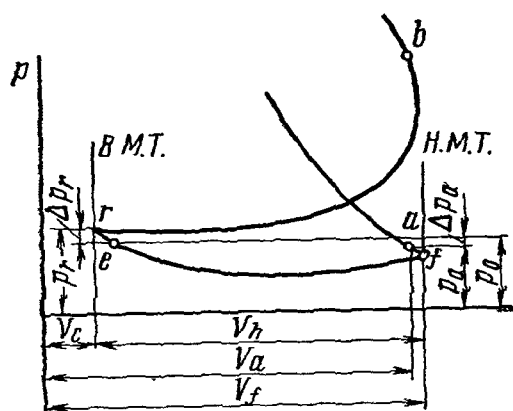


Рис. 3-17. Диаграмма впуска и выпуска четырехтактного двигателя

кривошипа на $20 \div 50^\circ$ после прохождения поршнем н.м.т. (точка *a*). Давление в цилиндре p_a в процессе наполнения все время меняется. В двигателях, работающих без наддува, в конце всасывания $p_a < p_0$. Энергия разности давлений Δp_a при всасывании расходуется на создание скорости протекания заряда и на преодоление сопротивления в трубопроводе и клапанах. Значение p_a зависит в основном от конструкции и размеров впускной системы, от фаз газораспределения, а в двигателях, работающих с наддувом, — и от давления наддувочного воздуха p_k .

Степень сжатия четырехтактного двигателя определяется зависимостью

$$\varepsilon = (V_h + V_c)/V_c = V_h/V_c + 1. \quad (3-51)$$

Минимальную величину степени сжатия в дизелях выбирают с таким расчетом, чтобы конечная температура сжатия обеспечивала воспламенение топлива при пуске холодного двигателя в условиях низких температур всасываемого воздуха.

Увеличение степени сжатия более чем на $18 \div 20$ нецелесообразно, так как это сопровождается значительным повышением давления конца сжатия, в результате чего получаются слишком высокие давления и температуры сгорания, что вызывает необходимость для сохранения прочности утяжелять конструкцию двигателя и особенно деталей кривошипно-шатунного механизма. В то же время термический к.п.д. при такой высокой степени сжатия увеличивается незначительно, а механический к.п.д., наоборот, несколько уменьшается, и эффективный к.п.д. двигателя при $\varepsilon > 18$ почти не повышается.

Повышение степени сжатия в двигателях с искровым зажиганием определяется возможностями организации бездетонационного сгорания топлива. Величина степени сжатия в этих двигателях выбирается в зависимости от применяемого топлива, размеров цилиндра, конструктивного оформления камеры сжатия и материала цилиндрово-поршневой группы деталей двигателя.

В двухтактных двигателях воздух предварительно сжимается в специальном продувочном насосе (нагнетателе), и процесс очистки и зарядки происходит за счет нагнетания сжатого воздуха в цилиндр двигателя. На рис. 3-18 приведена диаграмма очистки и зарядки двухтактного двигателя. Точка *b* соответствует началу открытия продувочных окон, точка *e* — закрытию продувочных окон и точка

a — закрытию выпускных окон или клапанов. Соответственно в точке b начинается выпуск, в точке g — продувка и зарядка, т. е. одновременно осуществляется выпуск и нагнетание воздуха в цилиндр, в точке e — конец зарядки и в точке a — конец выпуска и начало сжатия заряда в цилиндре. Закрытие впускных и выпускных окон или клапанов осуществляется при угле поворота кривошипа $20 \div 80^\circ$ после н.м.т.

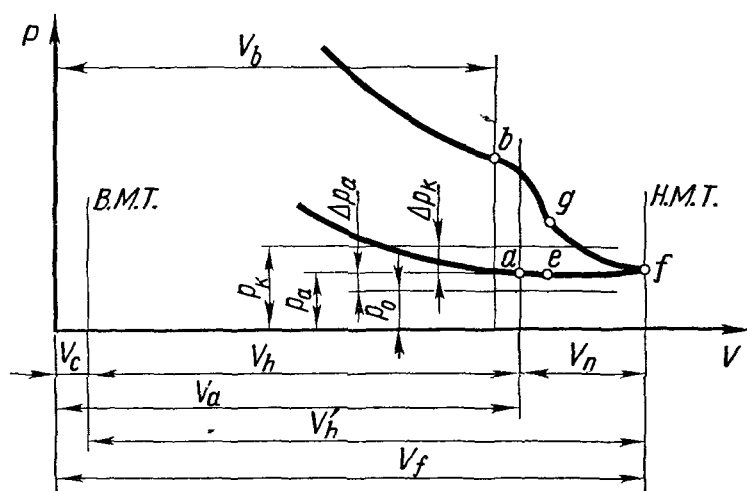


Рис. 3-18. Диаграмма очистки и зарядки двухтактного двигателя с прямоточной продувкой

Основные параметры и их соотношения

Полезным рабочим объемом V_h двухтактного двигателя является только та часть объема, описываемого поршнем, которая соответствует полезной части хода, т. е.

$$V_h = V_h' - V_n,$$

где V_h' — полный объем, описываемый поршнем; V_n — потерянный объем, т. е. объем, описываемый поршнем от н.м.т. до закрытия выпускных органов (или продувочных, если они закрываются позже выпускных).

Соотношение потерянного объема к полному называется потерянной долей хода поршня:

$$\psi = V_n/V_h' = (V_f - V_a)/V_h', \quad (3-52)$$

откуда полезный рабочий объем

$$V_h = V_h' - V_n = V_h' (1 - \psi). \quad (3-53)$$

Отношение полезного объема цилиндра к объему камеры сжатия называют действительной степенью сжатия:

$$\epsilon = (V_h + V_c)/V_c = [V_h' (1 - \psi) + V_c]/V_c = [V_h' (1 - \psi)]/V_c + 1. \quad (3-54)$$

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия называют геометрической (условной) степенью сжатия:

$$\epsilon' = (V_h' + V_c)/V_c = V_h'/V_c + 1. \quad (3-55)$$

Связь между действительной и геометрической (условной) степенью сжатия определяется зависимостью

$$\epsilon = (V_h'/V_c) (1 - \psi) + 1 = (\epsilon' - 1) (1 - \psi) + 1 = \epsilon' (1 - \psi) + \psi,$$

откуда

$$\epsilon = \epsilon' - \psi (\epsilon' - 1), \quad (3-56)$$

а

$$\epsilon' = (\epsilon - \psi)/(1 - \psi). \quad (3-57)$$

В четырехтактных двигателях различие между действительной и геометрической степенями сжатия обычно незначительное, поэтому для них в расчетах, не требующих большой точности, пользуются только геометрической степенью сжатия, считая, что действительная степень сжатия равна геометрической.

В цилиндре двигателя кроме свежего заряда содержатся еще и остаточные газы. Отношение выраженных в молях количества остаточных газов M_r к количеству свежего заряда M_0 , поступившего в цилиндр, называется коэффициентом остаточных газов γ :

$$\gamma = M_r/M_0.$$

Величина коэффициента остаточных газов γ в четырехтактных двигателях (при отсутствии продувки) зависит от степени сжатия ϵ , а также от давления p_r и температуры T_r остаточных газов.

В двухтактных двигателях величина коэффициента γ определяется в основном качеством продувки, что зависит от давления и температуры продувочного (наддувочного) воздуха, от противодавления при выпуске, от геометрических размеров цилиндра, а также от конструкции и фаз газораспределения.

Отношение всего количества газов в цилиндре после сгорания ко всему количеству газов до сгорания называется действительным коэффициентом молекулярного изменения μ :

$$\mu = (M + M_r)/(M_0 + M_r),$$

где M , M_0 и M_r — количество соответственно продуктов сгорания, горючей смеси и остаточных газов, моль/кг.

Разделив числитель и знаменатель этого выражения на M_0 , получим

$$\mu = (\mu_0 + \gamma)/(1 + \gamma), \quad (3-58)$$

где $\mu_0 = M/M_0$ — химический коэффициент молекулярного изменения.

Температура газов в цилиндре в начале сжатия T_a всегда бывает несколько выше температуры заряда воздуха или горючей смеси,

а также температуры продувочного и наддувочного воздуха. Температура заряда повышается при смешении его с остаточными газами, имеющими более высокую температуру, а также в результате соприкосновения с горячими стенками цилиндра. Чтобы определить значение температуры T_a , напишем уравнение баланса тепла до и после смешения заряда с остаточными газами:

$$M_0 c_v (T_0 + \Delta T) + M_r c_v'' T_r = (M_0 + M_r) c_v' T_a,$$

где c_v , c_v'' и c_v' — теплоемкости соответственно воздуха, остаточных газов и смеси воздуха с остаточными газами, кДж/кг·К; T_0 — температура заряда перед цилиндром, К; ΔT — подогрев заряда от соприкосновения с горячими стенками, К.

Количество остаточных газов относительно невелико. Теплоемкости остаточных газов и свежего заряда незначительно отличаются друг от друга; поэтому, пренебрегая разницей между ними, можно написать

$$M_0 (T_0 + \Delta T) + M_r T_r = (M_0 + M_r) T_a.$$

Разделив обе части уравнения на M_0 и заметив, что $M_r/M_0 = \gamma$, получим

$$T_0 + \Delta T + \gamma T_r = (1 + \gamma) T_a.$$

Отсюда конечная температура наполнения (или начала сжатия) в двигателях без наддува

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma), \tag{3-59}$$

с наддувом

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma),$$

где T_k — абсолютная температура наддувочного воздуха перед входом в цилиндр двигателя.

Из (3-59) видно, что значение T_a зависит в некоторой степени также и от температуры остаточных газов T_r , которой приходится задаваться. Это показывает, что найденная таким методом T_a является приближенной. Но необходимо указать, что T_r незначительно влияет на величину T_a , так как входит в (3-59) в виде произведения γT_r .

Экспериментальным путем получены следующие значения ΔT , К и T_r , К:

Для дизелей без наддува	$\Delta T = 10 \div 30$;	$T_r = 700 \div 850$
Для дизелей с наддувом	$\Delta T = 0 \div 10$;	$T_r = 700 \div 1000$
Для карбюраторных двигателей . . .	$\Delta T = 10 \div 30$;	$T_r = 900 \div 1150$
Для газовых двигателей (при работе на природном газе)	$\Delta T = 10 \div 20$;	$T_r = 850 \div 1200$

Качество заряда в двигателях внутреннего сгорания характеризуется коэффициентом наполнения η_v , представляющим собой отношение действительного количества заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме V_h при температуре T_0 и давлении p_0 окружающей среды.

В соответствии с этим определением можно написать

$$\eta_V = V_0/V_h,$$

откуда объем действительно поступившего свежего заряда при p_0 и T_0

$$V_0 = \eta_V V_h.$$

Объем свежего заряда, приведенный к температуре и давлению начала сжатия,

$$V = \eta_V V_h (T_a/T_0) (p_0/p_a), \quad (3-60)$$

где p_a — давление газов в цилиндре четырехтактного двигателя после закрытия впускного клапана или в цилиндре двухтактного двигателя после закрытия продувочно-наддувочных органов.

В общем объеме цилиндра находятся в начале сжатия еще остаточные газы объемом M_r'' при тех же T_a и p_a , поэтому общий объем газов в цилиндре в начале сжатия

$$V_a = V + M_r'' = V [1 + (M_r''/V)].$$

Так как объемные количества остаточных газов M_r'' и заряда V взяты при одинаковых давлении и температуре, можно записать, что $M_r''/V = \gamma$, тогда $V_a = V (1 + \gamma)$.

Подставляя значение V из (3-60), получаем

$$V_a = \eta_V V_h (T_a/T_0) (p_0/p_a) (1 + \gamma). \quad (3-61)$$

С другой стороны, объем V_a можно выразить через рабочий объем цилиндра и степень сжатия. Можно записать

$$V_a/V_h = (V_a/V_c) (V_c/V_h).$$

Учитывая, что $V_a/V_c = \varepsilon$, а $V_c/V_h = V_c/(V_h + V_c - V_c) = V_c/(V_a - V_c) = 1/(\varepsilon - 1)$, получаем

$$V_a = [\varepsilon/(\varepsilon - 1)] V_h.$$

Подставляя это значение V_a в (3-61), получаем

$$[\varepsilon/(\varepsilon - 1)] V_h = \eta_V V_h (T_a/T_0) (p_0/p_a) (1 + \gamma),$$

откуда

$$\eta_V = [\varepsilon/(\varepsilon - 1)] (T_0/T_a) (p_a/p_0) [1/(1 + \gamma)]. \quad (3-62)$$

При замене величины $T_a (1 + \gamma)$ равной ей величиной $(T_0 + \Delta T + \gamma T_r)$ [см. (3-59)] формула коэффициента наполнения принимает вид

$$\eta_V = [\varepsilon/(\varepsilon - 1)] (p_a/p_0) [T_0/(T_0 + \Delta T + \gamma T_r)]. \quad (3-63)$$

Формула (3-63) связывает η_V , γ и T_a и справедлива как для четырехтактных, так и для двухтактных двигателей независимо от способа подачи заряда в цилиндр. Нужно иметь в виду, что в двухтактном

двигателе степень сжатия ε относится не к геометрическому (полному) объему хода поршня, а к полезному, рабочему объему $V_h = V'_h(1-\psi)$. Отсюда коэффициент наполнения, отнесенный к полному ходу поршня,

$$\eta'_V = \eta_V (1 - \psi),$$

где ψ — потерянная доля хода поршня.

Принимая для четырехтактного двигателя объем остаточных газов при p_r и T_r равным объему пространства сжатия V_c , т. е. полагая $V_r \approx V_c$ и зная, что $V_h/V_c = \varepsilon - 1$, получаем $V_r = V_h/(\varepsilon - 1)$. Объем остаточных газов при T_a и p_a определяется зависимостью

$$M'_r = [V_h/(\varepsilon - 1)] (T_a/T_r) (p_r/p_a),$$

а объем свежего заряда, приведенный к тем же условиям температуры и давления,

$$M'' = \eta_V V_h (T_a/T_0) (p_0/p_a).$$

Отсюда выражение коэффициента остаточных газов для четырехтактных двигателей

$$\gamma = M'_r/M'' = T_0 p_r / [(\varepsilon - 1) T_r p_0 \eta_V], \quad (3-64)$$

а коэффициент наполнения

$$\eta_V = T_0 p_r / [(\varepsilon - 1) T_r p_0 \gamma]. \quad (3-65)$$

Подставляя значение γ из (3-64) в (3-63), получаем после преобразований следующую формулу коэффициента наполнения для четырехтактного двигателя:

$$\eta_V = [(\varepsilon p_a - p_r) T_0] / [(\varepsilon - 1) p_0 (T_0 + \Delta T)]. \quad (3-66)$$

Подставляя данное значение η_V в (3-64), получаем для четырехтактного двигателя формулу для определения γ , не зависящего от η_V ,

$$\gamma = [(T_0 + \Delta T)/T_r] [p_r/(\varepsilon p_a - p_r)]. \quad (3-67)$$

Из (3-66) видно, что коэффициент наполнения четырехтактного двигателя увеличивается в основном при повышении p_a , снижении p_r и ΔT и не зависит от T_r и T_a .

Все приведенные формулы по определению T_a , γ и η_V остаются справедливыми и для двигателя с наддувом; только при наддуве в формулы вместо T_0 и p_0 окружающей среды следует подставлять температуру и давление наддувочного воздуха T_k и p_k . Если же после нагнетателя имеется промежуточный холодильник, то под T_k следует подразумевать температуру воздуха после холодильника. Таким образом, при наддуве формулы (3-66) и (3-67) приобретают следующий вид:

$$\eta_V = [(\varepsilon p_a - p_r) T_k] / [(\varepsilon - 1) p_k (T_k + \Delta T)]; \quad (3-68)$$

$$\gamma = [(T_k + \Delta T)/T_r] [p_r/(\varepsilon p_a - p_r)]. \quad (3-69)$$

Давление в начале сжатия p_a зависит от давления всасываемого воздуха, а также от сопротивления впускной системы, от расположения впускных клапанов или окон и от быстроходности двигателя.

Значения p_a обычно находятся в следующих пределах:

Для четырехтактных тихоходных двигателей	(0,90÷0,95) p_0
Для четырехтактных быстроходных двигателей	(0,80÷0,90) p_0
Для четырехтактных двигателей с наддувом	(0,85÷1,1) p_k
Для двухтактных двигателей	(0,90÷1,05) p_k

При работе с наддувом значение p_a приближается к p_k ; при высоком давлении наддува, когда абсолютное давление наддувочного воздуха $p_k > 2$ бар, можно принимать $p_a \approx p_k$. В том случае, если применяется инерционный наддув, то $p_a > p_k$. Величина p_a зависит не только от давления наддува, но и от фаз газораспределения, а также от конструкции и размеров впускной системы.

Для карбюраторных и газовых двигателей приведенные значения p_a справедливы только при полном открытии дроссельной заслонки.

Давление остаточных газов p_r зависит от сопротивлений выпускной системы, от быстроходности и тактности двигателя и обычно составляет:

Для четырехтактных тихоходных двигателей	(1,03÷1,10) p_0
Для четырехтактных быстроходных двигателей	(1,05÷1,15) p_0
Для двухтактных двигателей	(0,8÷0,9) p_k
Для четырех- и двухтактных двигателей при наддуве и с газовой турбиной на выпуске	(0,75÷1,0) p_k

Для более быстроходных двигателей значения p_r приближаются к верхнему пределу.

Коэффициент остаточных газов γ для современных двигателей при номинальной нагрузке изменяется в следующих пределах:

Для четырехтактных дизелей	0,03÷0,06
Для двухтактных дизелей	
с прямоточной продувкой и выпуском через клапаны	0,08—0,15
с прямоточной продувкой и выпуском через окна	0,03÷0,07
с петлевой продувкой	0,15÷0,30
с поперечной продувкой	0,10÷0,25
с кривошипно-камерной продувкой	0,30÷0,40
Для карбюраторных и газовых четырехтактных двигате- лей	0,07÷0,15

Значения коэффициента наполнения η_v для различных двигателей:

Для дизелей четырехтактных тихоходных	0,80÷0,90
Для дизелей четырехтактных быстроходных	0,75÷0,85
Для дизелей двухтактных (относительно полного хода поршня)	0,70÷0,85
Для карбюраторных и газовых двигателей с верхним рас- положением клапанов (при полностью открытом дроссе- ле)	0,75÷0,85
Для карбюраторных двигателей с нижними клапанами (при полностью открытом дросселе)	0,65÷0,75

Приведенные данные относятся к двигателям, не имеющим воздушного фильтра; если есть воздушный фильтр, η_v снижается на 2÷5%.

В двухтактных, а также и в четырехтактных двигателях, работающих с наддувом, имеется компрессор-нагнетатель, который предварительно сжимает воздух для зарядки цилиндра двигателя.

Температура продувочно-наддувочного воздуха после нагнетателя

$$T_k = T_0 (p_k/p_0)^{(n_n - 1)/n_n}. \quad (3-70)$$

Показатель политропы сжатия воздуха в нагнетателе n_n в зависимости от типа нагнетателя и от степени охлаждения:

Для поршневых нагнетателей	1,4÷1,6
Для объемных (ротативных) нагнетателей	1,55÷1,75
Для центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом	1,8÷2,0
Для центробежных нагнетателей с охлаждаемым корпусом	1,4÷1,8

В двигателях с наддувом и особенно в турбопоршневых комбинированных двигателях обычно охлаждается корпус турбокомпрессора; воздухопровод от турбокомпрессора до двигателя также имеет охлаждаемую водяную рубашку. Кроме того, для охлаждения воздуха после нагнетателя иногда применяют специальный радиатор, иначе при высоком наддуве тепловой режим двигателя становится весьма напряженным, что создает опасность выхода из строя поршней, поршневых колец и клапанов.

Если имеется промежуточный холодильник, температура воздуха после нагнетателя снижается на $\Delta T_{\text{хол}}$; тогда температура воздуха перед двигателем

$$T'_k = T_0 (p_k/p_0)^{(n_n - 1)/n_n} - \Delta T_{\text{хол}}. \quad (3-71)$$

Давление воздуха перед двигателем в этом случае понизится на величину сопротивления в холодильнике $\Delta p_{\text{хол}}$. Потеря давления на сопротивление в холодильнике в судовых и стационарных двигателях получается незначительной, а в транспортных (наземных) двигателях она может иногда достигать $\Delta p_{\text{хол}} = 0,05(p_k - 1)$ бар.

Для оценки расхода продувочного воздуха в двухтактных двигателях служат коэффициент избытка продувочного воздуха φ_0 и коэффициент продувки φ (табл. 3-4).

Коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi_0 = V_n/V_h,$$

где V_n — объем воздуха, поданного за цикл через продувочные органы, приведенный к параметрам p_k и T_k ; V_h — рабочий объем цилиндра.

Коэффициент продувки

$$\varphi = V_n/V_d = G_n/G_d,$$

где V_d — объем воздуха, остающегося в цилиндре после закрытия продувочных и выпускных органов, приведенный к параметрам p_k и

T_k ; G_n — вес воздуха, поданного за цикл через продувочные органы, кг; G_d — вес воздуха, остающегося в цилиндре после закрытия продувочных и выпускаемых органов, кг. Очевидно, что $G_n = \gamma_k V_n$ и $G_d = \gamma_k V_d$, где γ_k — вес 1 м³ воздуха перед двигателем.

Так как коэффициент наполнения $\eta_v = V_d/V_h$, то

$$\varphi = (V_n/V_h) (V_h/V_d) = \varphi_0/\eta_v. \tag{3-72}$$

Т а б л и ц а 3-4

Значение коэффициента избытка продувочного воздуха φ_0 и коэффициента продувки φ для современных двигателей

Двигатели	φ_0	φ
Четырехтактные:		
без наддува	—	1
с наддувом	—	1,05÷1,2
Двухтактные:		
с кривошипно-камерной продувкой	0,4÷0,7	1,1÷1,2
с отдельным продувочным насосом	1,2÷1,5	1,25÷1,9
с повышенным наддувом	1,4÷1,8	1,5÷2,0

Суммарный коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{сум}}$ представляет собой отношение весового количества воздуха, поданного через продувочные органы, к теоретически необходимому количеству воздуха для сгорания топлива:

$$\alpha_{\text{сум}} = G_n/G_0^{\text{т}} = \alpha\varphi. \tag{3-73}$$

Необходимая производительность нагнетателя для продувки и наддува цилиндров двигателя (кг/ч)

$$G_v = G_t \alpha\varphi L_0, \tag{3-74}$$

где G_t — расход топлива, кг/ч.

§ 3-9. Сжатие, сгорание и расширение в двигателе

Сжатие. Процесс сжатия начинается в четырехтактном двигателе после закрытия впускного клапана, в двухтактном — после закрытия окон и клапанов (если двигатель имеет клапаны).

В цилиндрах дизеля сжимаются воздух и остаточные газы, а в карбюраторном или газовом двигателе — рабочая смесь: воздух, пары жидкого топлива или горючий газ и остаточные газы.

В четырехтактных двигателях без наддува воздух поступает во всасывающий трубопровод с температурой, равной температуре окружающей среды; в двухтактных двигателях температура продувочного воздуха, сжатого до 1,2÷1,5 бар, колеблется в пределах 300÷350 К. В данных условиях температура свежего заряда в первый период сжатия ниже температуры поверхностей, окружающих рабочее тело (стенок цилиндра, днища поршня и других деталей), и заряд допол-

нительно нагревается от этих поверхностей. Следовательно, процесс сжатия идет в этот период с подводом тепла, и показатель политропы сжатия больше показателя адиабаты ($n_1 > k$). По мере повышения давления сжатия температура заряда возрастает и с некоторого момента становится выше температуры окружающих поверхностей, в связи с чем этот период сжатия, несмотря на уменьшение поверхности охлаждения с приближением поршня к в. м. т., сопровождается отдачей тепла от горячих газов окружающим поверхностям. Поэтому на этом участке $n_1 < k$. На рис. 3-19 приведены p — V - и T — s -диаграммы процесса сжатия (I — действительная кривая сжатия, k_1 — адиабатная кривая).

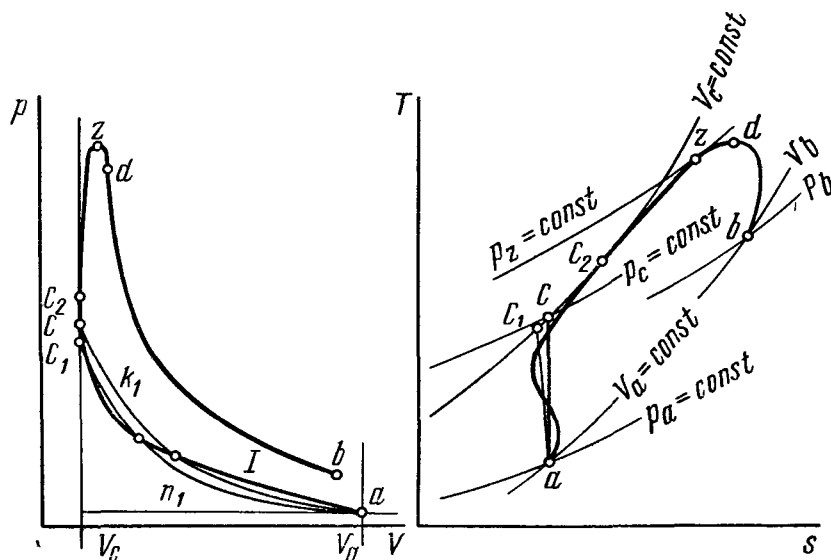


Рис. 3-19. Процесс сжатия и расширения в p — V - и T — s -диаграмме

На показатель политропы n_1 влияют еще число оборотов и размер цилиндра. С возрастанием числа оборотов и диаметра цилиндра n_1 незначительно увеличивается. Это происходит в первом случае вследствие уменьшения времени теплоотдачи через стенки цилиндра, а во втором случае — вследствие уменьшения относительной поверхности охлаждения. Таким образом, процесс сжатия протекает с переменным показателем политропы n_1 . В результате суммарный теплообмен, происходящий за весь процесс сжатия, оказывается незначительным. В связи с этим можно с некоторым приближением принять, что процесс сжатия происходит по адиабате. С ростом температуры в результате изменения теплоемкостей показатель адиабаты меняется на всем протяжении процесса. Подсчеты параметров и работы адиабатного процесса с переменным показателем k отличаются большой сложностью, поэтому принимают адиабатное сжатие с некоторым средним постоянным показателем k_1 , при котором работа равна соответствующей действительной работе сжатия. Такое допущение приемлемо при расчете двигателей, работающих без наддува. Но при наддуве и особенно при

высоком наддуве, если не имеется глубокого промежуточного охлаждения воздуха, такая предпосылка недопустима.

Температура воздуха при входе в цилиндр при высоком наддуве гораздо выше, чем в нормальных двигателях, поэтому подвода тепла за счет соприкосновения воздуха с нагретыми поверхностями в начальный период может и не быть. Если принять абсолютное давление наддува $p_k = 4$ бар, то температура воздуха перед цилиндром при адиабатном сжатии в нагнетателе составит 430К, а температура заряда в цилиндре двигателя в конце закрытия продувочных и выпускных клапанов (или окон в двухтактных двигателях) после смешения с остаточными газами — около 450К; при $p_k = 6$ бар получим соответственно 480К и 500К. В то время как для предохранения деталей от коробления максимальная температура нагрева головки цилиндра при современных материалах не должна превышать 510÷540 К, допустимая температура внутренних поверхностей гильзы цилиндра во избежание разложения масла и залипания поршневых колец не должна быть выше 410÷440К. Отсюда видно, что уже при давлении наддува $p_k > 4$ бар, если нет глубокого промежуточного охлаждения воздуха перед цилиндром двигателя, температура заряда может превышать температуру стенок гильзы, приближаясь к температуре головки.

В двигателях с высоким наддувом процесс сжатия и в начальный период сопровождается отдачей тепла заряжаемого воздуха сначала стенкам цилиндра, а затем, по мере повышения температуры заряда, — поршню и головке цилиндра двигателя. Поэтому показатель политропы сжатия n_1 будет почти по всей линии сжатия меньше показателя адиабаты k_1 . Несмотря на уменьшение относительной поверхности охлаждения, с приближением поршня к в.м.т. величина n_1 по мере возрастания давления сжатия будет уменьшаться вследствие повышения температуры заряда и интенсивности охлаждения. Таким образом, процесс сжатия в двигателях с высоким наддувом характеризуется непрерывно уменьшающимся показателем политропы n_1 ; причем всегда будет $n_1 < k_1$, так как в течение всего процесса сжатия происходит отдача тепла от рабочего тела окружающим поверхностям.

Для облегчения подсчета переменный показатель политропы сжатия обычно заменяют некоторым постоянным средним показателем n_1 , так чтобы действительная работа сжатия, протекающая при переменном показателе политропы, была равна работе сжатия при этом среднем показателе. Тогда можно написать следующее уравнение политропы:

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}.$$

Имея в виду, что $V_a/V_c = \epsilon$, получаем выражение для определения давления сжатия

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1}. \quad (3-75)$$

Уравнения состояния рабочего тела для начала и конца сжатия (см. точки a и c на рис. 3-19):

$$p_a V_a = GRT_a; p_c V_c = GRT_c,$$

откуда $(p_c V_c)/(p_a V_a) = T_c/T_a$.

Так как $p_c/p_a = \epsilon^{n_1}$ и $V_c/V_a = 1/\epsilon$, то температура конца сжатия

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}. \quad (3-76)$$

Значения конечных p_c и T_c , как видно из (3-75) и (3-76), зависят в основном от степени сжатия ϵ .

В табл. 3-5 приведены данные по n_1 , ϵ , p_c и T_c для современных двигателей.

Таблица 3-5

Значения основных параметров сжатия

Двигатели	n_1	ϵ	p_c , бар	T_c , К
Дизели:				
без наддува	1,36÷1,38	13÷20	30÷45	850÷1050
с наддувом	1,34÷1,37	10÷15	45÷80	950÷1200
Карбюраторные автомобильные и мотоциклетные	1,27÷1,35	6÷9,5	6÷16	550÷750
Карбюраторные тракторные	1,28÷1,36	4,5÷6,0	5÷6	450÷550
Газовые	1,30÷1,37	5÷10	8÷15	600÷750

Распределение тепла и уравнения сгорания. Превращение энергии при сгорании топлива в цилиндре двигателя сопровождается выделением тепла, которое идет на совершение механической работы, на повышение внутренней энергии газов, а также частично расходуется на нагревание деталей и через них переходит к охлаждающей жидкости или воздуху. Кроме того, часть внутренней энергии топлива оказывается невыделенной вследствие его неполного сгорания и в результате диссоциации продуктов сгорания.

Изменение давления в цилиндре в зависимости от изменения объема V (хода поршня) или угла поворота коленчатого вала ϕ характеризуется индикаторными диаграммами. На рис. 3-20, *а* приведена индикаторная диаграмма двухтактного дизеля в координатах $p—V$ и на рис. 3-20, *б* — в координатах $p—\phi$. Кроме того, на последней диаграмме приведена еще кривая изменения температуры газов в цилиндре в процессе сжатия, сгорания и расширения. На этих диаграммах указаны характерные участки линии сжатия и сгорания. Линия *а—г* характеризует сжатие; точкой *а* отмечено начало сжатия, точкой *т* — начало впрыска топлива, точкой *г* — начало пламенного сгорания. Промежуток времени от момента поступления в камеру сгорания первых капель топлива до начала пламенного горения, характеризуемый резким нарастанием давления, называется периодом задержки воспламенения (индукционным периодом). Следовательно, интервал между точками *т* и *г* характеризует период задержки воспламенения, продолжительность которого зависит от физико-химических свойств топлива, качества очистки и зарядки цилиндра,

температуры и давления сжатого воздуха в цилиндре, качества распыливания топлива, формы камеры сгорания, нагрузки двигателя, числа оборотов и ряда других факторов.

В течение периода задержки воспламенения в камеру сгорания поступает обычно 14÷60% топлива, впрыскиваемого за цикл; но есть двигатели, у которых к моменту начала пламенного сгорания впрыскивается топливо полностью. Сокращение периода задержки воспламенения приводит к уменьшению накапливания топлива и существенно влияет на более плавное повышение давления в цилиндре.

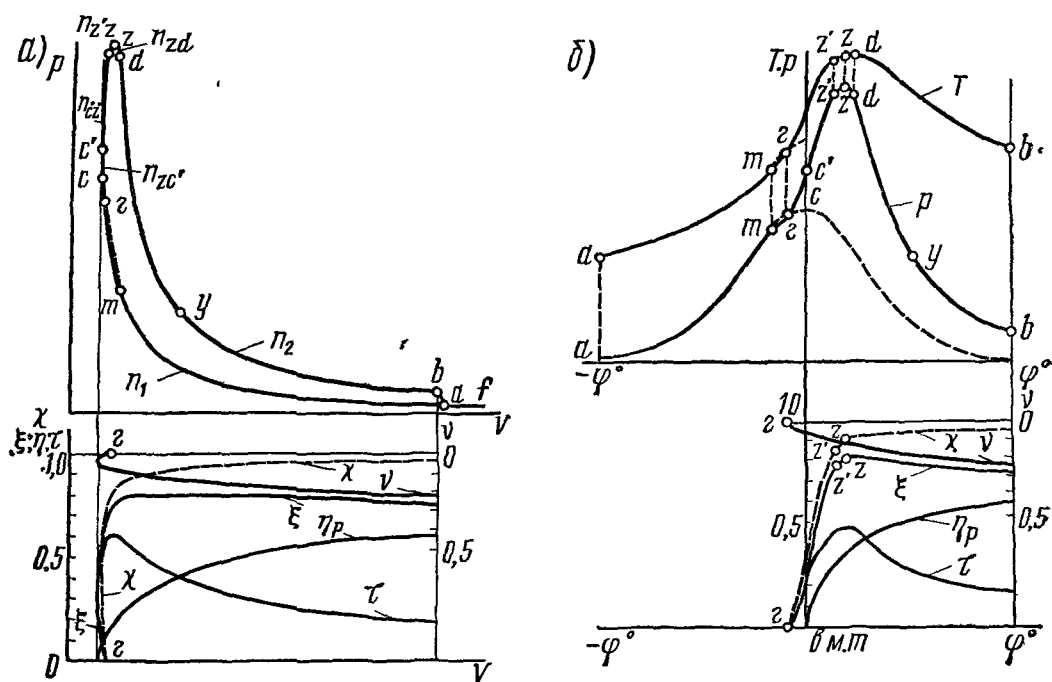


Рис. 3-20. Индикаторная диаграмма и кривая распределения тепла в цилиндре в процессе сгорания и расширения в двухтактном дизеле

На индикаторных диаграммах пунктирной линией $m-z-c$ показано изменение давления сжатия при отсутствии впрыска топлива. Давление на участке $m-z$ при наличии в цилиндре впрыснутого топлива будет несколько ниже; это объясняется частичной затратой тепла горячих газов на парообразование этого топлива. Кривая расширения на диаграмме $p-\varphi$ (рис. 3-20, б) при отсутствии впрыска топлива не будет полностью симметрична линии сжатия; за счет охлаждения и утечек газа давление расширения несколько меньше давления сжатия при равных углах поворота коленчатого вала.

В точке z начинается пламенное сгорание, сопровождающееся резким нарастанием давления и температуры. Условно можно принять начало пламенного сгорания совпадающим с началом резкого повышения давления, что соответствует на индикаторной диаграмме моменту отклонения линии давления газов от линии сжатия без впрыска. На участке $z-c'-z'$ происходит интенсивное горение и резкое нарастание давления (точка c' соответствует в.м.т.); далее на участке $z'-z-d$

продолжается догорание, а также может сгорать свежепоступившее топливо, если впрыск топлива ранее не был закончен. Давление в цилиндре на участке $z'—z$ меняется незначительно; оно медленно увеличивается и в точке z становится максимальным. Характер изменения давления зависит от продолжительности подачи и количества топлива, подаваемого в данный период. Горение сопровождается значительным расширением газов из-за относительно быстрого увеличения объема камеры сгорания. Интенсивное горение топлива продолжается и далее. Поэтому температура газов в цилиндре продолжает повышаться и после достижения максимального давления сгорания, несмотря на прогрессивное увеличение объема. В связи с этим в действительном цикле $T_{\max}$ наступает несколько позже, чем $p_{\max}$. Так, на участке $z—d$, несмотря на понижение давления, температура в цилиндре хотя и медленно, но все же повышается и в точке d достигает максимального значения $T_{\max}$.

На участке $d—y$ топливо догорает при непрерывном понижении давления и температуры по мере расширения газов в цилиндре. Догорание, как показывают опыты, имеет место во всех двигателях, и очень трудно выявить момент окончания догорания в цилиндре двигателя. Однако в быстроходных дизелях догорание обычно имеет место на всей линии расширения, т. е. на всем участке $d—b$, и точка y для этих двигателей совпадает с точкой b . На рис. 3-20 (внизу) приведены кривые распределения тепла в процессах сжатия и сгорания.

Кривая коэффициента выделения тепла χ показывает долю низшей теплоты сгорания топлива, выделяемой по мере сгорания топлива в цилиндре двигателя на линии сгорания и расширения. Видно, что по мере расширения газов χ возрастает и при некотором положении поршня может достигнуть величины, близкой к единице. Значение χ для каждой точки линии $z—z—b$ можно определить путем анализа газов, отбираемых из цилиндра двигателя в данные моменты расширения.

Кривая коэффициента использования тепла ζ показывает долю низшей теплоты сгорания топлива, которая идет на совершение механической работы и на повышение внутренней энергии газов в процессе сгорания и расширения.

Кривая коэффициента работы η_p показывает долю низшей теплоты сгорания топлива, которая идет только на совершение механической работы в процессе сгорания и расширения.

Кривая коэффициента повышения внутренней энергии τ показывает долю низшей теплоты сгорания топлива, идущей только на повышение внутренней энергии газов.

Кривая коэффициента охлаждения ν показывает долю низшей теплоты сгорания топлива, которая поглощается стенками цилиндра в процессе сгорания и расширения.

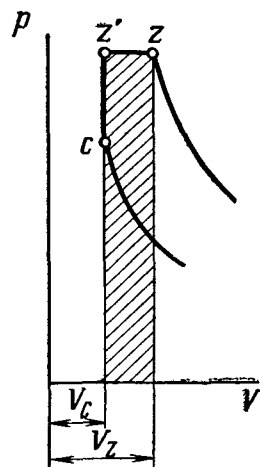


Рис. 3-21. Работа расширения смешанного цикла на участке горения

При термодинамических расчетах сгорания топлива в двигателе обычно допускаются упрощения, которые учитываются введением соответствующего коэффициента, приближающего результаты теоретических расчетов к действительным. Так, для всех видов двигателей принимают, что горение начинается при нахождении поршня точно в в.м.т. Для двигателей с искровым зажиганием полагают, что пламенное (интенсивное) сгорание протекает при постоянном объеме и что далее в процессе расширения имеет место лишь незначительное догорание при сильном понижении давления. Для дизелей принимают, что сгорание протекает сначала при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении (рис. 3-21, линии $c-z'$ и $z'-z$). В обоих случаях химический состав газов в цилиндре в точке z рассматривают как продукт полного сгорания топлива при заданном коэффициенте избытка воздуха α .

На основании теплового баланса внутри цилиндра для участка $c-z$ можно записать

$$\chi_z Q_H^p - \nu_z Q_H^p = \zeta_z Q_H^p, \quad (3-77)$$

а на основании первого закона термодинамики —

$$\zeta_z Q_H^p = \tau_z Q_H^p + \eta_{pz} Q_H^p,$$

где χ_z , ν_z , ζ_z , τ_z , η_{pz} — значения указанных выше коэффициентов, характеризующие распределение тепла на участке $c-z$.

Величина $\nu_z Q_H^p$ характеризует изменение внутренней энергии на участке $c-z$, равной $(U_z - U_c)$, а $\eta_{pz} Q_H^p$ — работу на данном участке, равную L_{cz} .

Уравнение сгорания (баланса тепла за период сгорания) 1 кг топлива на участке $c-z$

$$\zeta_z Q_H^p = U_z - U_c + L_{cz}. \quad (3-78)$$

Так как внутреннюю энергию газов в точках z и c можно выразить соответственно

$$U_z = (M + M_r) c_v' T_z;$$

$$U_c = (M_0 + M_r) c_v' T_c,$$

то после подстановки их значений в (3-78) получим

$$\zeta_z Q_H^p = (M + M_r) c_v' T_z - (M_0 + M_r) c_v' T_c + L_{cz}. \quad (3-79)$$

Работа расширения смешанного цикла на участке горения (см. рис. 3-21)

$$L_{c-z} = p_z V_z - p_{z'} V_c.$$

Имея в виду, что $p_{z'} = \lambda p_c$, получаем

$$L_{c-z} = p_z V_z - \lambda p_c V_c. \quad (3-80)$$

На основании характеристического уравнения можно записать:

$$\left. \begin{aligned} p_c V_c &= (M_0 + M_r) R_\mu T_c = \dot{R}_\mu (M_0 + M_r) T_c; \\ p_z V_z &= (M + M_r) R_\mu T_z = R_\mu (M + M_r) T_z. \end{aligned} \right\} \quad (3-81)$$

Используя значения $p_z V_z$ и $p_c V_c$ для подстановки в (3-80), получаем

$$L_{c-z} = R_\mu [(M + M_r) T_z - \lambda (M_0 + M_r) T_c]. \quad (3-82)$$

В настоящее время таблицы теплоемкости составлены по t , °С, в связи с чем имеется необходимость представить в соответствующем виде и уравнение сгорания. Уравнение работы расширения на участке $c-z$ в этом случае примет следующий вид:

$$L_{c-z} = R_\mu (M + M_r) (t_z + 273) - R_\mu \lambda (M_0 + M_r) (t_c + 273).$$

Подставляя это значение L_{c-z} в (3-79), получаем после некоторых преобразований

$$\begin{aligned} \zeta_z Q_H^p + (M_0 + M_r) [c'_v t_c + R_\mu \lambda (t_c + 273)] = \\ = (M + M_r) [c''_v t_z + R_\mu (t_z + 273)]. \end{aligned}$$

Разделив обе части уравнения на $M_0 + M_r = (1 + \gamma) M_0$, при $(M + M_r)/(M_0 + M_r) = \mu$, $R_\mu = 8,314$ кДж/кмоль·град и $c'_v + R_\mu = c''_p$ получим следующее уравнение сгорания для расчетного цикла:

$$\frac{\zeta_z Q_H^p}{\mu (1 + \gamma) M_0} + \frac{(c'_v + 8,314 \lambda) t_c + 2270 (\lambda - \mu)}{\mu} = c''_p t_z, \quad (3-83)$$

где $\lambda = p_z/p_c$ — степень повышения давления; c''_p — средняя молярная изобарная теплоемкость продуктов сгорания при t_z ; c'_v — средняя молярная изохорная теплоемкость смеси воздуха и остаточных газов при t_c .

Для карбюраторных двигателей, в которых рабочий процесс протекает по изохорному циклу, работа на участке $c-z$ равна нулю.

В связи с этим уравнение сгорания (3-79) для изохорного цикла при $\alpha \geq 1$ принимает более простой вид:

$$\zeta_z Q_H^p = (M + M_r) c''_v t_z - (M_0 + M_r) c'_v t_c.$$

Разделив левую и правую части уравнения на $M_0 + M_r = (1 + \gamma) M_0$ и произведя соответствующую перестановку, получим уравнение сгорания для карбюраторных двигателей при $\alpha \geq 1$:

$$\frac{\zeta_z Q_H^p}{\mu (1 + \gamma) M_0} + \frac{c'_v t_c}{\mu} = c''_v t_z, \quad (3-84)$$

или

$$\frac{\zeta_z Q_H^p}{\mu (1 + \gamma) M_0} + \frac{U'_c}{\mu} = U''_z, \quad (3-85)$$

где U_z'' — внутренняя энергия продуктов сгорания при t_z ; U_c' — внутренняя энергия смеси воздуха, остаточных газов и паров топлива на линии сжатия при t_c .

В цилиндре карбюраторного двигателя в процессе сжатия находятся горючая смесь и остаточные газы. Средняя молярная изохорная теплоемкость рабочей смеси (воздуха, паров топлива и остаточных газов) на линии сжатия

$$c_v' = (c_v^{r,c} M_0 + c_v'' M_{\text{ч}}) / (M_0 + M_{\text{ч}});$$

имея в виду, что $M_r = \gamma M_0$, получаем после сокращений

$$c_v' = \frac{c_v^{r,c} + \gamma c_v''}{1 + \gamma}, \quad (3-86)$$

где c_v'' — средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания (остаточных газов) при t_c ; $c_v^{r,c}$ — средняя молярная изохорная теплоемкость горючей смеси при t_c определяется по (3-47) или (3-48).

Для упрощения при ориентировочных расчетах можно принять теплоемкость рабочей смеси равной теплоемкости воздуха.

Выше было указано, что карбюраторные двигатели на режиме максимальной мощности работают при $\alpha < 1$. В этом случае было бы неправильным вводить в уравнение сгорания всю теплоту сгорания топлива $Q_{\text{н}}^p$. Из теплоты сгорания топлива $Q_{\text{н}}^p$ следует вычесть количество тепла ΔQ , которое не может быть выделено вследствие недостатка кислорода.

Тогда уравнение сгорания изохорного цикла при $\alpha_{\text{кр}} \leq \alpha < 1$ примет следующий вид:

$$\frac{\zeta_z (Q_{\text{н}}^p - \Delta Q)}{\mu (1 + \gamma) M_0} + \frac{c_v' t_c}{\mu} = c_v'' t_z, \quad (3-87)$$

или

$$\zeta_z (Q_{\text{н}}^p - \Delta Q) / [\mu (1 + \gamma) M_0] + U_c' / \mu = U_z''. \quad (3-88)$$

Количество тепла ΔQ , теряемое при этом из-за неполноты сгорания,

$$\Delta Q = 285\,000 M_{\text{CO}}, \quad (3-89)$$

где M_{CO} — теоретическое количество окиси углерода при сгорании 1 кг топлива в условиях $\alpha_{\text{кр}} \leq \alpha < 1$, кмоль; 285000 кДж — теплота сгорания 1 кмоль CO.

Подставив в (3-89) значение M_{CO} , из (3-29) получим

$$\Delta Q = 119\,700 (1 - \alpha) L_0. \quad (3-90)$$

Газовые двигатели, как известно, также работают по изохорному циклу, но уравнение сгорания газового двигателя имеет некоторые отличия от соответствующего уравнения карбюраторного двигателя,

вытекающие из того, что количество рабочей смеси M_0 газового двигателя относят к 1 кмолью горючего газа, а теплоту сгорания H_n^p — к 1 м³ газа при 0° С и $1,03 \cdot 10^5$ Н/м², поэтому для приведения к одинаковой размерности необходимо H_n^p умножить на 22,4 м³/кмоль (объем 1 кмоль при 0° С и $1,013 \cdot 10^5$ Н/м²), т.е. взять теплоту сгорания 1 кмоль газового топлива. Тогда уравнение сгорания газового двигателя примет вид

$$22,4 \zeta_z H_n^p / [\mu (1 + \gamma) M_0] + c'_v t_c / \mu = c''_v t_z, \quad (3-91)$$

или

$$22,4 \zeta_z H_n^p / [\mu (1 + \gamma) M_0] + U'_c / \mu = U''_z. \quad (3-92)$$

Средняя мольная изохорная теплоемкость рабочей смеси газового двигателя, т. е. смеси воздуха, газового топлива и остаточных газов,

$$c'_v = (c^{r,c}_v M_0 + c''_v \gamma M_0) / (M_0 + \gamma M_0).$$

Сократив на M_0 , получим

$$c'_v = (c^{r,c}_v + \gamma c''_v) / (1 + \gamma), \quad (3-93)$$

где $c^{r,c}_v$ — средняя мольная изохорная теплоемкость горючей смеси (смеси воздуха и газового топлива) при температуре конца сжатия t_c , определяется по (3-49); c''_v — средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания при t_c .

Определение температуры конца пламенного сгорания. Температура конца сгорания t_z определяется из соответствующего уравнения сгорания (3-83), (3-84), (3-87) или (3-91). Однако ввиду того, что в уравнение сгорания входят два неизвестных — t_z и теплоемкость газов при t_z , значение t_z находят путем подбора или графо-аналитическим способом.

Для определения графо-аналитическим способом t_z при смешанном цикле (при тепловом расчете дизелей) предварительно строят диаграмму энтальпии продуктов сгорания в зависимости от температуры $i'' = f(t)$; при изохорном же цикле (при тепловом расчете карбюраторных и газовых двигателей) строят диаграмму внутренней энергии продуктов сгорания в зависимости от температуры $U'' = \varphi(t)$. Затем подсчитывают значение левой части уравнения сгорания, представляющее собой в смешанном цикле энтальпию i'' , а в изохорном цикле — внутреннюю энергию U'' , и по соответствующим графикам находят искомое значение t_z .

При решении уравнения сгорания необходимо, основываясь на существующих экспериментальных данных, оценить коэффициент использования тепла ζ_z ; в смешанном цикле, кроме того, нужно еще задаться и степенью повышения давления λ .

На величину коэффициента использования тепла ζ_z влияют: осуществляемый цикл; качество сгорания топлива, которое в свою очередь обуславливается качеством распыливания, смесеобразования и

другими факторами; быстроходность двигателя; охлаждение камеры сгорания; диссоциация газов.

В табл. 3-6 приводятся пределы изменения ζ_z , λ , p_z и T_z для различных двигателей при работе на номинальном нагрузочном режиме

Таблица 3-6

Значение ζ_z , λ , p_z , T_z для различных двигателей

Двигатели	ζ_z	λ	p_z , бар	T_z , К
Тихоходные дизели	0,75÷0,85	1,5÷1,7	50÷60	1800÷2000
Быстроходные дизели:				
без наддува	0,65÷0,85	1,5÷1,8	60÷70	1900÷2200
с наддувом	0,60÷0,80	1,3÷1,6	70÷120	2000÷2500
Карбюраторные	0,85÷0,95	2,5÷4	25÷50	2500÷2700
Газовые	0,80÷0,90	2,5÷4	25÷40	2000÷2300

Отношение параметров рабочего газа в конце и в начале сгорания на основании (3-81) выражается зависимостью

$$p_zV_z/(p_cV_c) = [(M + M_r)/(M_0 + M_r)] (T_z/T_c).$$

Имея в виду, что $p_z/p_c = \lambda$, $V_z/V_c = \rho$, $(M + M_r)/(M_0 + M_r) = \mu$, получаем

$$\lambda\rho = \mu(T_z/T_c). \tag{3-94}$$

Исследование коэффициента полезного действия термодинамических циклов показывает, что при увеличении степени предварительного расширения ρ от 1 до 1,5 к.п.д. цикла изменяется крайне незначи-

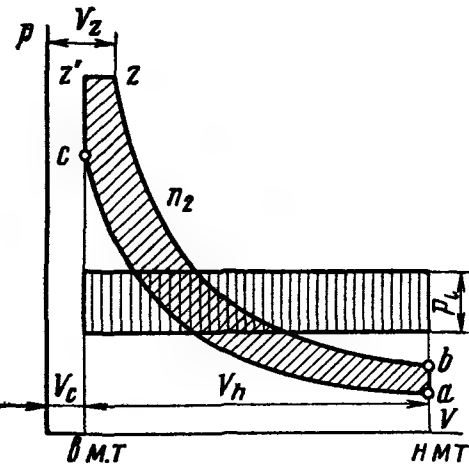


Рис. 3-22. Графическое определение среднего индикаторного давления

тельно. Как известно, большим значениям ρ соответствуют меньшие значения степени повышения давления λ и соответственно меньшие величины p_z ; с уменьшением последнего несколько снижаются потери на трение, облегчаются условия работы кривошипно-шатунного механизма, что способствует некоторому повышению механического к.п.д. В результате этого увеличение ρ до 1,4 и даже до 1,5 не вызывает заметного изменения эффективного к.п.д. и среднего эффективного давления, но способствует улучшению условий работы двигателя. В связи с этим некоторое повышение ρ оказывается выгодным; хорошо доведенные дизели

работают обычно при $\rho = 1,3 \div 1,5$.

Расширение. Процесс расширения газов в цилиндре двигателя изучают по индикаторной диаграмме, исследуя участок от точки z до точки b (рис. 3-22). Во время расширения происходит охлаждение

газов и утечка их через неплотности, догорание топлива, имеет место также явление диссоциации газов. В связи с этим процесс расширения в действительном цикле протекает очень сложно. Зависимость давления газов в цилиндре от изменения объема по ходу поршня и средний показатель политропы расширения обычно оценивают на основании исследований экспериментальных индикаторных диаграмм различных двигателей.

Вследствие трудности количественной оценки всех условий, влияющих на показатель политропы, при тепловом расчете принимают, что весь процесс расширения происходит с некоторым постоянным средним показателем политропы n_2 , обеспечивающим подсчет работы расширения, равной действительной работе расширения с переменным показателем политропы.

Пользуясь политропным уравнением с постоянным показателем n_2 , напомним уравнение процесса расширения:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2},$$

откуда давление p_b в конце расширения

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}, \quad (3-95)$$

где $\delta = V_b / V_z$ — степень последующего расширения.

Имея в виду, что $V_z = \rho V_c$, и принимая с достаточной для теплового расчета точностью, что $V_b = V_a$, получаем $\delta = \epsilon / \rho$.

Для двигателей, работающих по изохорному циклу, $V_z = V_c$ и $\delta = \epsilon$; следовательно,

$$p_b = p_z / \epsilon^{n_2}. \quad (3-96)$$

Для определения температуры газов в конце расширения воспользуемся характеристическими уравнениями:

$$p_z V_z = G_r R_z T_z;$$

$$p_b V_b = G_r R_b T_b.$$

Приняв состав газа в процессе расширения постоянным, т. е. $R_z = R_b$, и разделив второе уравнение на первое, получим

$$p_b V_b / (p_z V_z) = T_b / T_z.$$

Из (3-95) следует, что $p_b / p_z = 1 / \delta^{n_2}$; используя эту зависимость, получаем выражение для определения температуры газов в конце расширения в дизелях:

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}; \quad (3-97)$$

для двигателей, работающих по изохорному циклу,

$$T_b = T_z / \epsilon^{n_2 - 1}. \quad (3-98)$$

Значения n_2 , ρ , δ , p_b и T_b для различных типов двигателей приведены в табл. 3-7.

Значение n_2 , ρ , δ , p_b и T_b для различных двигателей

Двигатели	n_2	ρ	δ	p_b , бар	T_b , К
Дизели	$1,22 \div 1,32$	$1,3 \div 1,5$	$9 \div 13$	$2,8 \div 5$	$950 \div 1200$
Карбюраторные	$1,25 \div 1,35$	1	ϵ	$4,5 \div 7$	$1300 \div 1700$
Газовые	$1,25 \div 1,32$	1	ϵ	$4 \div 6$	$1100 \div 1500$

Большие значения n_2 выбираются при больших коэффициентах использования тепла ζ_z и при более интенсивном охлаждении. При работе двигателя с наддувом по мере повышения давления наддува значение n_2 понижается.

§ 3-10. Индикаторные и эффективные показатели двигателя

Среднее индикаторное давление. Средним индикаторным давлением называется такое постоянное давление, которое, действуя на поршень, производит за один ход (такт) работу, равную работе газа в цилиндре двигателя за один цикл.

Величина среднего индикаторного давления характеризует степень совершенства осуществления рабочего цикла и определяется зависимостью

$$p_{im} = L_i / V_h,$$

где L_i — работа газов в цилиндре за цикл; V_h — рабочий объем цилиндра.

Полезная (индикаторная) работа газов в цилиндре за цикл (см. рис. 3-22)

$$L_i = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}. \quad (3-99)$$

При этом работу на участке $z' - z$ можно выразить как

$$L_{z'z} = p_z (V_z - V_{z'});$$

принимая $p_z/p_c = \lambda$, $V_z/V_{z'} = \rho$ и $V_{z'} = V_c$, получаем

$$L_{z'z} = \lambda p_c V_c (\rho - 1);$$

работа политропного расширения газов на участке $z - b$

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} [1 - (V_z/V_b)^{n_2 - 1}] = \frac{\lambda p}{n_2 - 1} p_c V_c [1 - 1/\delta^{n_2 - 1}];$$

работа политропного сжатия на участке $a - c$

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} [1 - (V_c/V_a)^{n_1 - 1}] = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} [1 - 1/\epsilon^{n_1 - 1}].$$

Подставив найденные выражения работы в исходное уравнение (3-99), получим

$$L_i = p_c V_c \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (3-100)$$

Рабочий объем цилиндра можно выразить через объем сжатия и степень сжатия следующей зависимостью:

$$V_h = (\epsilon - 1) V_c.$$

Подставляя найденные значения L_i и V_h в выражение p_{im} , получаем формулу для определения теоретического среднего индикаторного давления p_{im} смешанного цикла:

$$p_{im} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right) \right]; \quad (3-101)$$

для изохорного цикла ($\rho = 1$ и $\delta = \epsilon$):

$$p_{im} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (3-102)$$

Действительное среднее индикаторное давление p_i несколько меньше теоретического, так как диаграмма, снимаемая с рабочего цилиндра индикатором, получается со скруглением углов в точках c , z' , z и b (рис. 3-23). Скругление диаграммы в конце сжатия около точки c в дизелях получается вследствие опережения подачи топлива, а в двигателях с искровым зажиганием — благодаря опережению зажигания; скругление в точках z' и z — вследствие того, что скорость сгорания является конечной величиной, и около точки b — в результате открытия выпускного клапана до н.м.т. и также конечной величины скорости истечения газов через выпускные органы. Площадку $a-r-f-a$, характеризующую затрату энергии на всасывание заряда и выталкивание газов, в четырехтактном двигателе обычно не вычитают из расчетной индикаторной диаграммы, а относят к механическим потерям как работу двигателя в качестве вспомогательного механизма.

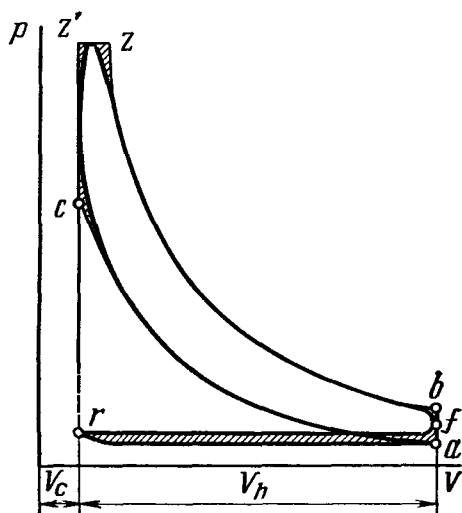


Рис. 3-23. Индикаторная диаграмма действительного процесса в рабочем цилиндре

Отношение площади действительной индикаторной диаграммы F_d к площади расчетной F_r называется коэффициентом полноты диаграммы φ_n . Очевидно, можно также записать

$$\varphi_n = p_i / p_{im},$$

откуда действительное среднее индикаторное давление

$$p_i = \varphi_n p_{im}. \quad (3-103)$$

Обычно $\varphi_n = 0,92 \div 0,95$ для четырехтактных дизелей; $\varphi_n = 0,94 \div 0,97$ для карбюраторных и газовых двигателей. В двухтактных двигателях добавочная положительная площадка в период зарядки $b-f-a$ (рис. 3-24) несколько компенсирует отрицательную площадь на скругления диаграммы в верхней части, поэтому для этих двигателей коэффициент $\varphi_n = 0,97 \div 1,0$.

В двухтактных двигателях среднее индикаторное давление, определяемое вышеуказанным способом, относится только к полезной части хода поршня (т. е. к полезному рабочему объему цилиндра): $V_h = V_h'(1-\psi)$; поэтому действительное среднее индикаторное давление, отнесенное ко всему ходу поршня,

$$p_i = p_{im}(1-\psi)\varphi_n. \quad (3-104)$$

Индикаторная мощность двигателя. Для определения индикаторной

мощности двигателя необходимо знать среднее индикаторное давление, число оборотов и рабочий объем цилиндров (или диаметр, число цилиндров и ход поршня).

Работа, совершаемая газами в цилиндре в один цикл, Дж,

$$L_{ic} = p_i (\pi D^2/4) S, \quad (3-105)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Н/м²; D — диаметр цилиндра, м; S — ход поршня, м.

В минуту совершается $2n$ ходов или $2n/\tau$ циклов, а в секунду — $2n/(60\tau)$ циклов; следовательно, индикаторная мощность двигателя

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} S \frac{2n}{60\tau} i [\text{Вт}] = p_i \frac{\pi D^2}{4} S \frac{ni}{30\tau} \cdot 10^{-3} [\text{кВт}], \quad (3-106)$$

где n — число оборотов двигателя в минуту; τ — тактность двигателя (для четырехтактных двигателей $\tau = 4$ и для двухтактных $\tau = 2$); i — число цилиндров двигателя.

Если задан рабочий объем цилиндра V_h , л, то (3-105) для определения работы в цилиндре за один цикл примет следующий вид:

$$L_{iц} = p_i V_h \cdot 10^{-3} \text{ Дж.} \quad (3-107)$$

Рабочий объем цилиндра можно выразить через диаметр цилиндра D и ход поршня S :

$$V_h = 0,785 D^2 S.$$

Подставив в (3-106) значение рабочего объема цилиндра (л или дм^3) и p_i (Н/м^2), получим следующую формулу индикаторной мощности, кВт:

$$N_i = (p_i V_h n i) / (30 \tau \cdot 10^6). \quad (3-108)$$

Для четырехтактных двигателей ($\tau = 4$) формула (3-108) принимает вид

$$N_i = (p_i V_h n i) / (120 \cdot 10^6); \quad (3-109)$$

для двухтактных двигателей ($\tau = 2$) —

$$N_i = (p_i V_h n i) / (60 \cdot 10^6), \quad (3-110)$$

а для двухтактных двигателей двойного действия —

$$N_i = [V_h p_{iв} + (V_h - V_{шт}) p_{iн}] \frac{n i}{60 \cdot 10^6}, \quad (3-111)$$

где $p_{iв}$ и $p_{iн}$ — средние индикаторные давления соответственно в верхней и нижней полостях, Н/м^2 ; $V_{шт}$ — объем штока дм^3 ; если диаметр штока d , см, и ход поршня S , см, то объем штока $V_{шт} = 0,785 d^2 S \cdot 10^{-3}$.

Среднее эффективное давление и эффективная мощность двигателя. Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя, используется неполностью, часть ее расходуется при передаче через поршень и кривошипно-шатунный механизм на преодоление различных сопротивлений внутри двигателя. Эта потерянная часть индикаторной мощности называется мощностью механических потерь.

Таким образом, на совершение полезной работы используется только часть индикаторной мощности, которая называется эффективной мощностью двигателя:

$$N_e = N_i - N_m.$$

К основным механическим потерям относятся: 1) $N_{тр}$ — мощность, расходуемая на трение в отдельных звеньях (трение поршня и поршневых колец о зеркало цилиндра, трение в подшипниках коленчатого и распределительного валов, трение в передаточных механизмах, в клапанах и т. д.); 2) $N_{вс}$ — мощность, расходуемая на работу вспомогательных механизмов двигателя (топливный насос, водяной и масляный насосы, магнето, вентилятор и др.); 3) N_n — мощность, расходуемая на «насосные потери» в четырехтактных двигателях (потери на всасывание и выталкивание газов при очистке и зарядке);

4) N_k — мощность, расходуемая на необратимые потери продувочного агрегата; 5) $N_{вн}$ — мощность, расходуемая на вентиляционные потери (потери, возникающие при вращении коленчатого вала и маховика в воздушной среде, при движении шатуна и др.).

Таким образом, мощность механических потерь

$$N_m = N_{тр} + N_{вс} + N_n + N_k + N_{вн}. \tag{3-112}$$

Величина механических потерь зависит в основном от конструкции, технологии изготовления и качества материала деталей двигателя. Самыми значительными являются потери на трение в отдельных звеньях; в двигателях без наддува $N_{тр}$ составляет обычно 60÷75 % всех механических потерь.

Часть среднего индикаторного давления, которая тратится на преодоление механических сопротивлений самого двигателя, называется средним давлением механических потерь p_m . По аналогии с мощностью механических потерь,

$$p_m = p_{тр} + p_{вс} + p_n + p_k + p_{вн}. \tag{3-113}$$

Зная p_m , можно найти мощность механических потерь:

$$N_m = \frac{p_m V_h n i}{3\tau \cdot 10^7}. \tag{3-114}$$

Полезно используемая часть среднего индикаторного давления называется средним эффективным давлением:

$$p_e = p_i - p_m. \tag{3-115}$$

Значения среднего эффективного давления p_e , Н/м², для существующих двигателей при номинальной нагрузке:

Для четырехтактных дизелей:	
без наддува	(5,2÷7) 10 ⁵
с наддувом	(7÷18) 10 ⁵
Для двухтактных дизелей:	
без наддува	
с прямоточной продувкой	(5÷6,5) 10 ⁵
с другими системами продувки	(4÷5,5) 10 ⁵
с наддувом	(7÷13) 10 ⁵
Для карбюраторных двигателей:	
без наддува	(6,5÷9) 10 ⁵
с наддувом	(9÷16) 10 ⁵
Для газовых двигателей	
.	(6÷7,5) 10 ⁵

Аналогично формулам индикаторной мощности, выражения для определения эффективной мощности, кВт

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{30\tau \cdot 10^6}; \tag{3-116}$$

для четырехтактных двигателей

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{120 \cdot 10^6}; \tag{3-117}$$

для двухтактных двигателей

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{60 \cdot 10^6}; \quad (3-118)$$

для двухтактных двигателей двойного действия

$$N_e = [p_{ев} V_h + p_{ен} (V_h - V_{шт})] n i / (60 \cdot 10^6), \quad (3-119)$$

где p_e — среднее эффективное давление, Н/м²; V_h — рабочий объем цилиндра, л; i — число цилиндров двигателя; n — число оборотов коленчатого вала в минуту; $p_{ев}$, $p_{ен}$ — среднее эффективное давление соответственно в верхней и нижней полостях, Н/м².

Зависимость (3-116) позволяет определить рабочий объем цилиндра, л:

$$V_h = \frac{N_e \tau}{p_e n i} 30 \cdot 10^6. \quad (3-120)$$

Задаваясь отношением S/D , можно определить диаметр D и ход поршня S . Если положить $S/D = e$, то

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{0,785e}} \text{ дм.}$$

Для современных быстроходных двигателей $e = 0,7 \div 1,3$; для тихоходных $e = 1,3 \div 2,0$.

Средняя скорость поршня (м/с)

$$C_m = \frac{Sn}{30},$$

где S — ход поршня, м; n — число оборотов в минуту.

Литровая и удельная поршневая мощность двигателя. Литровая мощность двигателя выражает его эффективную мощность, приходящуюся на 1 л рабочего объема цилиндра:

$$N_{л} = N_e / (i V_h). \quad (3-121)$$

Подставляя значение N_e из (3-116), получаем

$$N_{л} = \frac{p_e n}{\tau \cdot 30 \cdot 10^6}. \quad (3-122)$$

Литровая мощность характеризует степень использования рабочего объема цилиндров двигателя и показывает возможные пути повышения мощности двигателя при сохранении основных размеров цилиндра.

Удельная поршневая мощность выражает эффективную мощность, приходящуюся на единицу площади поршня двигателя (обычно на 1 дм²):

$$N_{п} = \frac{N_e}{0,785 D^2 i}. \quad (3-123)$$

Заменяя значения N_e , а также используя приведенное выше выражение средней скорости поршня, получаем (кВт/дм²)

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} N_{\text{п}} &= \frac{p_e n S}{\tau \cdot 3 \cdot 10^3} \\ N_{\text{п}} &= \frac{p_e C_m}{\tau \cdot 10^5} \end{aligned} \right\} \quad (3-124)$$

где p_e — среднее эффективное давление, Н/м²; S — ход поршня, м; C_m — средняя скорость поршня, м/с.

Значения удельной поршневой мощности, кВт/дм²:

Для дизелей:	
четырехтактных	6 ÷ 60
двухтактных	8 ÷ 60
Для карбюраторных двигателей (автомобильные)	20 ÷ 60

Удельная масса двигателя. Удельная масса двигателя выражает массу двигателя, приходящуюся на 1 кВт мощности:

$$g = G/N_e, \quad (3-125)$$

где G — сухая масса двигателя, кг; N_e — эффективная мощность двигателя, кВт.

Коэффициент полезного действия и удельный расход топлива. Для оценки экономичности и определения значений потерь при превращении одного вида энергии в другую в двигателях внутреннего сгорания используются следующие коэффициенты полезного действия.

Термический коэффициент полезного действия η_t учитывает величину неизбежных потерь (передачу тепла холодному источнику) при превращении тепла в механическую работу в данном термодинамическом цикле:

$$\eta_t = Q_{\text{терм}}/Q_{\text{н}}^p. \quad (3-126)$$

Относительно-индикаторный коэффициент полезного действия — отношение количества тепла, эквивалентного индикаторной работе, к количеству тепла, эквивалентного работе термодинамического цикла; характеризует степень совершенства рабочих процессов данного двигателя:

$$\eta_0 = Q_i/Q_{\text{терм}}. \quad (3-127)$$

Механический коэффициент полезного действия — отношение эффективной мощности к индикаторной; оценивает все механические потери в двигателе. Его часто определяют как отношение среднего эффективного давления к индикаторному:

$$\eta_m = Q_e/Q_i = N_e/N_i = p_e/p_i. \quad (3-128)$$

Так как $p_e = p_i - p_m$ и $N_e = N_i - N_m$, то для механического к.п.д. можно записать и следующие выражения:

$$\eta_m = 1 - N_m/N_i = 1 - p_m/p_i.$$

Индикаторный коэффициент полезного действия определяется как отношение количества тепла, эквивалентного индикаторной работе, к низшей теплоте сгорания топлива:

$$\eta_i = Q_i/Q_H^p = \eta_t \eta_0. \quad (3-129)$$

Эффективный коэффициент полезного действия является отношением количества тепла, эквивалентного эффективной работе, к низшей теплоте сгорания топлива:

$$\eta_e = Q_e/Q_H^p = \eta_t \eta_{\text{м}} = \eta_t \eta_0 \eta_{\text{м}}. \quad (3-130)$$

Анализ приведенных к.п.д. показывает, что наибольшими являются термодинамические потери, обуславливаемые циклом, по которому данный двигатель работает. Существенное значение имеют также потери от несовершенства процесса и механические потери.

Расход топлива двигателем, отнесенный к единице работы, называют удельным расходом топлива. Различают при этом:

а) удельный индикаторный расход топлива g_i — отношение часового расхода топлива $G_{\text{ч}}$ к индикаторной мощности двигателя, кг/кВт·ч:

$$g_i = G_{\text{ч}}/N_i; \quad (3-131)$$

б) удельный эффективный расход топлива g_e — отношение часового расхода топлива $G_{\text{ч}}$ к эффективной мощности двигателя, кг/кВт·ч:

$$g_e = G_{\text{ч}}/N_e. \quad (3-132)$$

Расход газовых топлив выражается в объемных единицах; поэтому выражение для удельного индикаторного v_i и эффективного v_e расхода газового топлива (нм³/кВт·ч) имеют следующий вид:

$$v_i = V_{\text{ч}}/N_i; \quad (3-133)$$

$$v_e = V_{\text{ч}}/N_e. \quad (3-134)$$

Используя приведенные понятия, можно получить следующие выражения коэффициентов полезного действия.

Индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = 3600 N_i/(G_{\text{ч}} Q_H^p), \quad (3-135)$$

где $G_{\text{ч}} Q_H^p$ — количество затраченного тепла за 1 ч.

Подставляя значение g_i из (3-131), получаем для двигателей, работающих на жидком топливе: индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = 3600/(g_i Q_H^p); \quad (3-136)$$

удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 3600/(\eta_i Q_H^p). \quad (3-137)$$

Для газовых двигателей — соответственно:

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= 3600 N_i / (V_{\text{ч}} H_{\text{н}}^{\text{p}}); \\ \eta_i &= 3600 / (v_i H_{\text{н}}^{\text{p}}); \\ v_i &= 3600 / (\eta_i H_{\text{н}}^{\text{p}}). \end{aligned} \right\} \quad (3-138)$$

Аналогично можно получить выражения для эффективного к. п. д. и удельного эффективного расхода топлива:

$$\left. \begin{aligned} \eta_e &= 3600 N_e / (G_{\text{ч}} Q_{\text{н}}^{\text{p}}); \\ \eta_e &= 3600 / (g_e Q_{\text{н}}^{\text{p}}); \\ g_e &= 3600 / (\eta_e Q_{\text{н}}^{\text{p}}). \end{aligned} \right\} \quad (3-139)$$

Для газовых двигателей:

$$\left. \begin{aligned} \eta_e &= 3600 N_e / (V_{\text{ч}} H_{\text{н}}^{\text{p}}); \\ \eta_e &= 3600 / (v_e H_{\text{н}}^{\text{p}}); \\ v_e &= 3600 / (\eta_e H_{\text{н}}^{\text{p}}). \end{aligned} \right\} \quad (3-140)$$

Приведенными выражениями для определения g_i , v_i , g_e , v_e , η_i и η_e пользуются при испытании двигателей, когда путем замера определяют часовой расход топлива, а также индикаторную и эффективную мощности. При тепловых расчетах пользоваться этими уравнениями непосредственно не представляется возможным, так как неизвестными являются и расход топлива, и к.п.д.; поэтому индикаторный к.п.д. η_i и удельный индикаторный расход топлива g_i определяются по известным величинам α , η_v и p_i .

Индикаторный к.п.д. можно выразить еще следующей зависимостью:

$$\eta_i = L_i / (\Delta G Q_{\text{н}}^{\text{p}}), \quad (3-141)$$

где L_i — индикаторная работа за цикл, кДж; ΔG — расход топлива за цикл, кг; $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Значение индикаторной работы

$$L_i = p_i V_h,$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Н/м²; V_h — рабочий объем цилиндра, м³.

На основании характеристического уравнения

$$p_{\text{к}} V_h \eta_v = R_{\text{п}} \Delta G M_0 T_{\text{к}}$$

можно записать

$$V_h = \frac{R_{\text{п}} \Delta G M_0 T_{\text{к}}}{p_{\text{к}} \eta_v},$$

где p_k и T_k — соответственно давление и температура воздуха перед цилиндром двигателя; M_0 — количество горючей смеси; $R_p = 8,314$ кДж/кмоль · К.

Тогда

$$L_i = 8,314 \frac{p_i \Delta G M_0 T_k}{p_k \eta_V} ;$$

подставив значение L_i в (3-141), получаем

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i M_0 T_k}{Q_H^p p_k \eta_V} .$$

При отсутствии наддува для четырехтактных двигателей

$$p_k = p_0 \text{ и } T_k = T_0 .$$

Имея в виду, что для дизелей $M_0 = \alpha L_0$, а для карбюраторных двигателей $M = \alpha L_0 + 1/m_T$ и для газовых двигателей $M_0 = \alpha L_0 + 1$, получаем следующие формулы для определения индикаторного к.п.д.: для дизелей

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i \alpha L_0 T_k}{Q_H^p p_k \eta_V} ; \tag{3-142}$$

для карбюраторных двигателей

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i (\alpha L_0 + 1/m_T) T_k}{Q_H^p p_k \eta_V} . \tag{3-143}$$

Для газовых двигателей, считая теплоту сгорания 1 кмоль газа равной $22,4 H_H^p$ кДж/кмоль, получаем

$$\eta_i = 0,371 \frac{p_i (\alpha L_0 + 1) T_k}{H_H^p p_k \eta_V} . \tag{3-144}$$

Значения η_i , η_e и удельных расходов топлива для различных двигателей даны в табл. 3-8.

Т а б л и ц а 3-8

Значения к. п. д. и удельных расходов топлива для различных двигателей при номинальной нагрузке

Двигатели	η_i , %	η_e , %	g_i , г/(кВт·ч) v_i , нм³/(кВт·ч)	g_e , г/(кВт·ч) v_e , нм³/(кВт·ч)
Четырехтактные дизели:				
без наддува	40÷50	30÷42	180÷200	200÷280
с наддувом	40÷52	35÷45	160÷200	190÷250
Двухтактные дизели:				
без наддува	38÷48	30÷40	185÷230	220÷290
с наддувом	40÷49	31÷41	180÷220	210÷270
Карбюраторные	25÷35	22÷30	240÷340	280÷390
Газовые	26÷34	22÷30	(0,31÷0,40)	(0,34÷0,46)

Примечание. Для газовых двигателей приведены данные для природного газа следующего состава: $\text{CH}_4=98\%$; $\text{C}_2\text{H}_6+\text{C}_3\text{H}_8=0,5\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10}+\text{C}_5\text{H}_{12}=0,08\%$, $\text{N}_2=1,18\%$; $\text{CO}_2=0,3\%$ и $H_n^p=35300$ кДж/м³.

§ 3-11. Тепловой баланс двигателя

Распределение тепла, которое выделяется при сгорании топлива в цилиндре двигателя, на отдельные составляющие и количественные значения этих составляющих отражает тепловой баланс двигателя.

Тепловой баланс составляют в кДж для 1 кг (а в газовых двигателях — для 1 нм³) израсходованного топлива, а также для тепла, затраченного при получении 1 кВт·ч эффективной работы, или же для тепла, затраченного за 1 ч работы двигателя.

Уравнение теплового баланса для 1 кг жидкого топлива

$$Q_n^p = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{п.неп}} + Q_{\text{ост}}; \quad (3-145)$$

для 1 нм³ газового топлива

$$H_n^p = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{п.неп}} + Q_{\text{ост}}, \quad (3-146)$$

где Q_n^p и H_n^p — теплота сгорания 1 кг (1 нм³) топлива, т. е. располагаемое тепло, введенное в двигатель с топливом, кДж/кг; Q_e — тепло, эквивалентное эффективной работе двигателя, кДж/кг; $Q_{\text{охл}}$ — тепло, унесенное с охлаждающим агентом (жидкостью или воздухом), кДж/кг; $Q_{\text{газ}}$ — тепло, унесенное с выпускными газами, т. е. тепло, израсходованное на повышение энтальпии выпускных газов, кДж/кг; $Q_{\text{п.неп}}$ — тепло, потерянное от неполноты сгорания топлива, кДж/кг; $Q_{\text{ост}}$ — остаточный член теплового баланса, кДж/кг. Уравнение теплового баланса можно выразить и в процентах:

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_{\text{газ}} + q_{\text{п.неп}} + q_{\text{ост}} = 100\%, \quad (3-147)$$

где

$$q_e = (Q_e/Q_n^p) 100\%; \quad q_{\text{охл}} = (Q_{\text{охл}}/Q_n^p) 100\% \text{ и т. д.}$$

Отдельные члены теплового баланса определяются следующим образом.

Тепло, эквивалентное эффективной работе двигателя, для жидких топлив

$$Q_e = Q_n^p \eta_e = 3600 N_e / G_{\text{ч}}; \quad (3-148)$$

для газовых топлив

$$Q_e = H_n^p \eta_e = 3600 N_e / V_{\text{ч}}. \quad (3-149)$$

Нетрудно видеть, что η_e представляет эффективный к.п.д.

Для комбинированных турбопоршневых двигателей

$$Q_e = Q_n^p \eta_{\text{ек}} = 3600 N_{\text{ек}} / G_{\text{ч}}, \quad (3-150)$$

где $N_{ек}$ и $\eta_{ек}$ — соответственно эффективная мощность и эффективный к.п.д. всей комбинированной силовой установки.

Охлаждение двигателя, т. е. отвод тепла от цилиндра, головки, а в теплонапряженных и в крупных двигателях — иногда и от поршня, необходимо для обеспечения определенных допустимых температур стенок. Превышение этих температур помимо ухудшения экономичности вследствие снижения коэффициента наполнения вызывает различные нарушения в работе двигателя: ухудшение смазки и пригорание поршневых колец, коробление деталей, понижение механической прочности материалов головки и цилиндра двигателя. Перегрев двигателей с искровым зажиганием сопровождается появлением преждевременных вспышек и детонации. Таким образом, потери тепла с охлаждением неизбежны. Количество отводимого от двигателя тепла при этом составляет 15÷30 % от всего тепла, внесенного с топливом.

При жидкостном охлаждении количество тепла, унесенного с охлаждающим агентом, определяется выражением

$$Q_{охл} = (W_{ч}/G_{ч}) c (t_{вых} - t_{вх}) + (W_{п}/G_{ч}) c_{м} (t_{вых}^{п} - t_{вх}^{п}), \quad (3-151)$$

где $W_{ч}$ — часовой расход воды, идущей на охлаждение двигателя (без охлаждения поршня); $W_{п}$ — часовой расход масла или воды на охлаждение поршня; $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температура воды, входящей и выходящей из двигателя; $t_{вх}^{п}$ и $t_{вых}^{п}$ — температура масла или воды, входящих и выходящих из поршня; c — теплоемкость охлаждающего агента [для воды $c = 4,19$ кДж/кг·°С; для масла $c_{м} = 2,4$ кДж/(кг·°С)].

Для комбинированных турбопоршневых двигателей добавляется третий член, учитывающий охлаждение компрессора и промежуточного холодильника и количество тепла, унесенного с охлаждающим агентом:

$$Q_{охл} = (W_{ч}/G_{ч}) c (t_{вых} - t_{вх}) + (W_{п}/G_{ч}) \times \\ \times c_{м} (t_{вых}^{п} - t_{вх}^{п}) + (W_{к}/G_{ч}) c (t_{вых}^{к} - t_{вх}^{к}), \quad (3-152)$$

где $W_{к}$ — часовой расход воды, идущей на охлаждение компрессора и промежуточных холодильников; $t_{вых}^{к}$ — температура воды после компрессора и промежуточного холодильника; $t_{вх}^{к}$ — температура свежей воды, входящей в промежуточный холодильник.

Тепло, унесенное с выпускными газами,

$$Q_{газ} = M c_p'' t_p - M_0 c_p t_0, \quad (3-153)$$

где M — количество продуктов сгорания; M_0 — количество горючей смеси; t_p — температура газов после двигателя; t_0 — температура горючей смеси (свежего заряда).

Для комбинированных двигателей t_p — температура газов после газовой турбины, t_0 — температура заряда перед компрессором.

При неполном сгорании жидкого топлива могут быть получены сажа С и СО.

При сгорании 1 кг углерода в CO_2 выделяется 34000 кДж тепла, а при сгорании в CO — только 10300 кДж тепла; остаются невыделенными при неполном сгорании 1 кг углерода в CO

$$34000 - 10300 = 23700 \text{ кДж.}$$

Следовательно, тепло, потерянное от неполноты сгорания,

$$Q_{\text{п.неп}} = 34000 \varphi_{\text{C}} \text{C} + 23700 \varphi_{\text{CO}} \text{C}, \quad (3-154)$$

где φ_{C} — доля несгоревшего углерода, оставшегося в форме сажи; φ_{CO} — доля углерода, сгоревшего только в CO ; C — доля углерода в топливе.

Коэффициенты φ_{C} и φ_{CO} определяют при экспериментальном исследовании работы двигателя.

В карбюраторных двигателях при $\alpha < 1$ неполноту сгорания обычно принимают только в форме CO . Потери тепла в этом случае

$$Q_{\text{п.неп}} = 285000 M_{\text{CO}} \text{ кДж/кг}, \quad (3-155)$$

где 285000 кДж/моль — теплота сгорания 1 моля CO .

Так как согласно (3-29) $M_{\text{CO}} = 0,42 (1 - \alpha) L_0$,

то

$$Q_{\text{п.неп}} = 119700 (1 - \alpha) L_0. \quad (3-156)$$

Для газового топлива (при неполноте сгорания газового топлива в форме CO)

$$Q_{\text{п.неп}} = 285000 M_{\text{CO}}, \quad (3-157)$$

где M_{CO} — количество окиси углерода в выпускных газах, моль/1м³ газового топлива.

Остаточный член теплового баланса включает потери тепла в окружающую среду от лучеиспускания с поверхности двигателя, на нагрев смазочного масла во всех трущихся деталях, с кинетической энергией выпускных газов и пр.:

для жидкого топлива

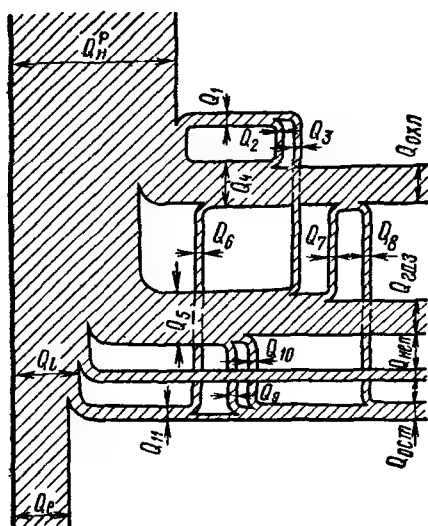


Рис. 3-25. Схема теплового баланса двигателя:

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания; Q_i — тепло, эквивалентное индикаторной работе; Q_e — тепло, эквивалентное эффективной работе; $Q_{\text{охл}}$ — тепло, унесенное охлаждающим агентом; $Q_{\text{газ}}$ — тепло, унесенное выпускными газами за счет повышения энтальпии отработавших газов; $Q_{\text{п.неп}}$ — тепло, теряемое от неполноты сгорания; $Q_{\text{ост}}$ — остаточный член теплового баланса; Q_1 — тепло, идущее на подогрев свежего заряда перед цилиндром двигателя; Q_2 — тепло, идущее на подогрев свежего заряда охлаждающим агентом; Q_3 — тепло, идущее на подогрев свежего заряда выпускными газами; Q_4 — тепло, отдаваемое газами стенкам цилиндра; Q_5 — тепло, унесенное газами через выпускной клапан; Q_6 — тепло от трения поршня о зеркало цилиндра; Q_7 — тепло, идущее от выпускных газов к охлаждающему агенту; Q_8 — тепло, теряемое лучеиспусканием охлаждающей системы; Q_9 — тепло, теряемое лучеиспусканием выпускной системы; Q_{10} — тепло, эквивалентное кинетической энергии выпускных газов; Q_{11} — тепло, эквивалентное механическим потерям

$$Q_{\text{ост}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{п.неп}}); \quad (3-158)$$

для газового топлива

$$Q_{\text{ост}} = H_{\text{н}}^{\text{р}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{п.неп}}). \quad (3-159)$$

На рис. 3-25 приведена развернутая схема теплового баланса двигателя, где показано движение тепловых потоков, включаемых в отдельные члены теплового баланса.

§ 3-12. Пример теплового расчета рабочего процесса и определение основных размеров двигателя

Задачей теплового расчета рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания является определение показателей, характеризующих экономичность и эффективность цикла в данных конкретных условиях и необходимых для расчета деталей на прочность, жесткость и износоустойчивость. На основании теплового расчета можно с достаточной для практики точностью построить индикаторную диаграмму, подсчитать среднее индикаторное давление и по заданной мощности определить размеры и число цилиндров для вновь проектируемых двигателей. Тепловой расчет производят обычно для режима работы двигателя, соответствующего номинальной мощности при наивыгоднейших условиях подвода и сгорания топлива. При необходимости теплового расчета для других режимов работы двигателя (частичная нагрузка или перегрузка) следует учитывать, что ряд параметров — коэффициент избытка воздуха, степень повышения давления, степень предварительного расширения и др. — будут иметь иные значения.

Давление и температура окружающей среды принимаются при отсутствии особых указаний от заказчика стандартными: $p_0 = 1,013 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$, т. е. 760 мм рт. ст.; $T_0 = 288 \text{ К}$.

Экспериментальные исследования показывают, что при работе двигателя следующие один за другим рабочие циклы не одинаковы, они различаются газодинамическими условиями, колебаниями давлений при впрыске топлива, скоростью распространения пламени и рядом других факторов. Возникающие вследствие этого колебания давления сгорания и среднего индикаторного давления смежных рабочих циклов могут достигать 10%. В связи с этим при расчетах принимают усредненные значения параметров, полученных в результате анализа ряда циклов при устойчивой работе двигателя.

Наиболее распространенный способ расчета дизелей включает определение параметров конца сгорания, основанное на выборе величин степени повышения давления и давления конца сгорания p_z , как это выполнено в примере 3-1. В некоторых случаях выбирают степень предварительного расширения ρ и далее определяют остальные параметры. В двигателях с искровым зажиганием (карбюраторных и газовых) при расчете параметров конца сгорания принимают степень предварительного расширения $\rho = 1$, а затем подсчитывают степень повышения давления λ и давление конца сгорания p_z .

При выборе исходных параметров необходимо учитывать размеры цилиндра, число оборотов двигателя, тактность, способ смесеобразования, применяемое топливо, степень наддува (если он применяется).

Пример 3-1. Четырехтактный дизель стационарного типа мощностью $N_e = 294 \text{ кВт} = 400 \text{ л. с.}$; $n = 1000 \text{ об/мин}$; число цилиндров $i = 6$; смесеобразование струйное; наддува нет; топливо дизельное ($C = 86\%$; $H = 13\%$; $O = 1\%$). Теплота сгорания $Q_H^p = 42000 \text{ кДж/кг}$.

Определить размеры двигателя, индикаторный и эффективный к. п. д. и расход топлива и воздуха.

В соответствии с быстроходностью и типом двигателя принимаем следующие исходные параметры для расчета: $\varepsilon = 14,5$; $\alpha = 1,8$; $p_0 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $T_0 = 288 \text{ К}$.

Теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_0 = (1/0,21) (C/12 + H/4 - O/32) = (1/0,21) (0,86/12 + 0,13/4 - 0,01/32) = 0,495 \text{ кмоль/кг};$$

$$\alpha L_0 = 1,8 \cdot 0,495 = 0,891 \text{ кмоль/кг};$$

$$L'_0 = 28,95 L_0 = 28,95 \cdot 0,495 = 14,32 \text{ кг/кг}.$$

Из (3-21) находим:

$$M_{\text{CO}_2} = C/12 = 0,86/12 = 0,0717 \text{ кмоль/кг}; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = H/2 = 0,065 \text{ кмоль/кг};$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 = 0,083 \text{ кмоль/кг}; \quad M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,704 \text{ кмоль/кг};$$

$$M = 0,924 \text{ кмоль/кг}; \quad M' = 26,78 \text{ кг/кг}.$$

Приращение количества молей при сгорании

$$\Delta M = M - \alpha L_0 = 0,924 - 0,891 = 0,033 \text{ кмоль/кг}.$$

Химический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = M/(\alpha L_0) = 1,036.$$

В соответствии с рекомендациями для четырехтактного быстроходного дизеля принимаем $p_a = 0,85 \text{ бар}$; $p_r = 1,1 \text{ бар}$; $\Delta T = 17 \text{ К}$; $T_r = 750 \text{ К}$. Тогда

$$\gamma = [(T_0 + \Delta T)/T_r] [p_r/(\varepsilon p_a - p_r)] = [(288 + 17)/750] \times \\ \times [1,1/(14,5 \cdot 0,85 - 1,1)] = 0,04;$$

$$\mu = (\mu_0 + \gamma)/(1 + \gamma) = (1,036 + 0,04)/(1 + 0,04) = 1,035;$$

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma T_r)/(1 + \gamma) = (288 + 17 + 0,04 \cdot 750)/(1 + 0,04) = 323 \text{ К};$$

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a (1 + \gamma)} = \frac{14,5}{14,5 - 1} \cdot \frac{0,85}{1,013} \cdot \frac{288}{326 (1 + 0,04)} = 0,78.$$

Принимаем значение среднего показателя адиабаты сжатия $k_1 = n_1 = 1,37$; следовательно,

$$T_c = T_a \varepsilon^{k_1 - 1} = 326 \cdot 14,5^{0,372} = 871 \text{ К}; \quad t_c = 598^\circ \text{С}.$$

$$p_c = p_a \varepsilon^{k_1} = 0,85 \cdot 14,5^{1,37} = 33,6 \text{ бар}.$$

Температуру конца сгорания находим, пользуясь уравнением сгорания,

$$\frac{\zeta_z Q_H^p}{\mu (1 - \gamma) \alpha L_0} + \frac{c'_v t_c + 8,314 \lambda T_c + 2270 (\lambda - \mu)}{\mu} = c''_p t_z,$$

где $c'_v = (c_v + \gamma c''_v) / (1 + \gamma)$.

Из таблицы теплоемкостей находим для воздуха при $t_c = 598^\circ \text{C}$, значение $c_p = 30,42$ кДж/кмоль·град, откуда $c_v = c_p - 8,314 = 22,1$ кДж/кмоль·град. Для остаточных газов при $\alpha = 1,8$ и $t_c = 598^\circ \text{C}$; $c_p'' = 31,894$ кДж/кмоль·град; $c_v'' = 31,894 - 8,314 = 23,58$ кДж/кмоль·град; следовательно, $c'_v = (22,1 + 0,04 \cdot 23,58) / (1 + 0,04) = 22,15$ кДж/кмоль·град.

В соответствии с рекомендациями табл. 3-6 принимаем $\zeta = 0,8$ и $\lambda = 1,6$. Подставляя числовые значения в уравнение сгорания, получаем

$$c''_p t_z = \frac{0,8 \cdot 42000}{1,035 (1 + 0,04) 0,891} + \\ + \frac{22,15 \cdot 598 + 8,314 \cdot 1,6 \cdot 598 + 2270 (1,6 - 1,035)}{1,035} = 56700 \text{ кДж/кмоль}.$$

Методом подбора находим искомое значение $t_z = 1615^\circ \text{C}$ или $T_z = 1888 \text{K}$. Далее,

$$p = (\mu T_z) / (\lambda T_c) = (1,035 \cdot 1888) / (1,6 \cdot 871) = 1,4;$$

$$p_z = \lambda p_c = 1,6 \cdot 33,6 = 53,8 \text{ бар}.$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \epsilon / \rho = 14,5 / 1,4 = 10,35.$$

Приняв $n_2 = 1,24$, найдем давление в конце расширения:

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 53,8 / 10,35^{1,24} = 2,94 \text{ бар}.$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1} = 1888 / 10,35^{0,24} = 1080 \text{K}.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_{it} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\ = \frac{33,6}{14,5 - 1} \left[1,6 (1,4 - 1) + \frac{1,6 \cdot 1,4}{1,24 - 1} \left(1 - \frac{1}{10,35^{0,24}} \right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{1,37 - 1} \left(1 - \frac{1}{14,5^{0,37}} \right) \right] = 7,38 \text{ бар}.$$

Полагая $\varphi_{\Pi} = 0,93$, находим

$$p_i = p_{it} \varphi_{\Pi} = 7,38 \cdot 0,93 = 6,9 \text{ бар}.$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i \eta_m = 6,9 \cdot 0,8 = 5,5 \text{ бар} = 5,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2, \text{ принимаем } \eta_m = 0,8.$$

Определяем основные размеры двигателя:

$$V_h = \frac{N_e \cdot 12 \cdot 10^7}{p_e n_i} = \frac{294 \cdot 12 \cdot 10^7}{5,5 \cdot 10^5 \cdot 1000 \cdot 6} = 10,7 \text{ л}.$$

Задавая $S/D = 1,2$, получаем

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{0,785S/D}} = \sqrt[3]{10,7/0,785 \cdot 1,2} = 2,25 \text{ дм.}$$

Принимаем $D = 230 \text{ мм}$; $S = 260 \text{ мм}$; $V_h = 10,8 \text{ л}$.

При данных размерах скорость поршня

$$C_m = S n / 30 = 0,26 \cdot 1000 / 30 = 8,67 \text{ м/с.}$$

Индикаторные и эффективные показатели двигателя:

$$N_i = N_e / \eta_m = 294 / 0,8 = 367 \text{ кВт};$$

$$\eta_i = 8,314 \frac{\alpha L_0 p_i T_0}{Q_H^p \eta_V p_0} = 8,314 \frac{1,8 \cdot 0,495 \cdot 6,9 \cdot 288}{42000 \cdot 0,78 \cdot 1,013} = 0,442;$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,442 \cdot 0,8 = 0,354;$$

$$g_i = 3600 / Q_H^p \eta_i = 3600 / (42000 \cdot 0,442) = 0,195 \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч};$$

$$g_e = 3600 / Q_H^p \eta_e = 3600 / (42000 \cdot 0,354) = 0,242 \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч};$$

$$G_T = g_e N_e = 0,242 \cdot 294 = 71,2 \text{ кг/ч};$$

$$N_L = N_e / i V_h = 294 / 6 \cdot 10,8 = 4,5 \text{ кВт/л.}$$

Расход воздуха на зарядку двигателя при $\varphi = 1,0$

$$G_B = G_T \alpha \varphi L_0' = 71,2 \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 14,32 = 1840 \text{ кг/ч} = 0,51 \text{ кг/с.}$$

Глава 3-4

УСТРОЙСТВО ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 3-13. Общие принципы в устройстве двигателей внутреннего сгорания

На рис. 3-26, *а* приводится простейшая схема устройства одноцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, а на рис. 3-26, *б* и *в* — схемы принципиального устройства цилиндра и головки с топливоподающей системой соответственно газового двигателя и дизеля.

Внутри цилиндра 2 (см. рис. 3-26, *а*) находится поршень 18, который воспринимает давление газов и движется возвратно-поступательно. Внутренняя поверхность цилиндра — зеркало цилиндра — тщательно шлифуется. Кривошипно-шатунный механизм превращает прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня во вращательное. Верхняя головка шатуна 19 поршневым пальцем 5 связана с поршнем, а нижняя головка шатуна соединена с коленчатым валом 1. Цилиндр двигателя крепится к станине (картеру) 22, которая в свою очередь монтируется к фундаментной раме 26. Верхняя часть поршня (днище) воспринимает давление газов, а цилиндрическая часть 4 направляет движение поршня внутри цилиндра и называется юбкой, или тронком. Кругом цилиндрической поверхности

поршня имеются канавки, в которые вставляются поршневые кольца 6. Эти кольца притираются при движении поршня по зеркалу цилиндра и предупреждают просачивание газов из камеры сгорания в картер. В головку (крышку) 16 цилиндра двигателя монтируются впускной 7 и выпускной 17 клапаны. Распределительный (кулачковый) вал 12 посредством шестеренчатых передач 13 и передаточного валика 14 приводится во вращение от коленчатого вала. За два оборота коленчатого вала распределительный вал делает один оборот. При вращении распределительного вала под действием кулачков 11 и коромысла 10 открываются всасывающий и выпускной клапаны, а закрытие их обеспечивается клапанными пружинами 8.

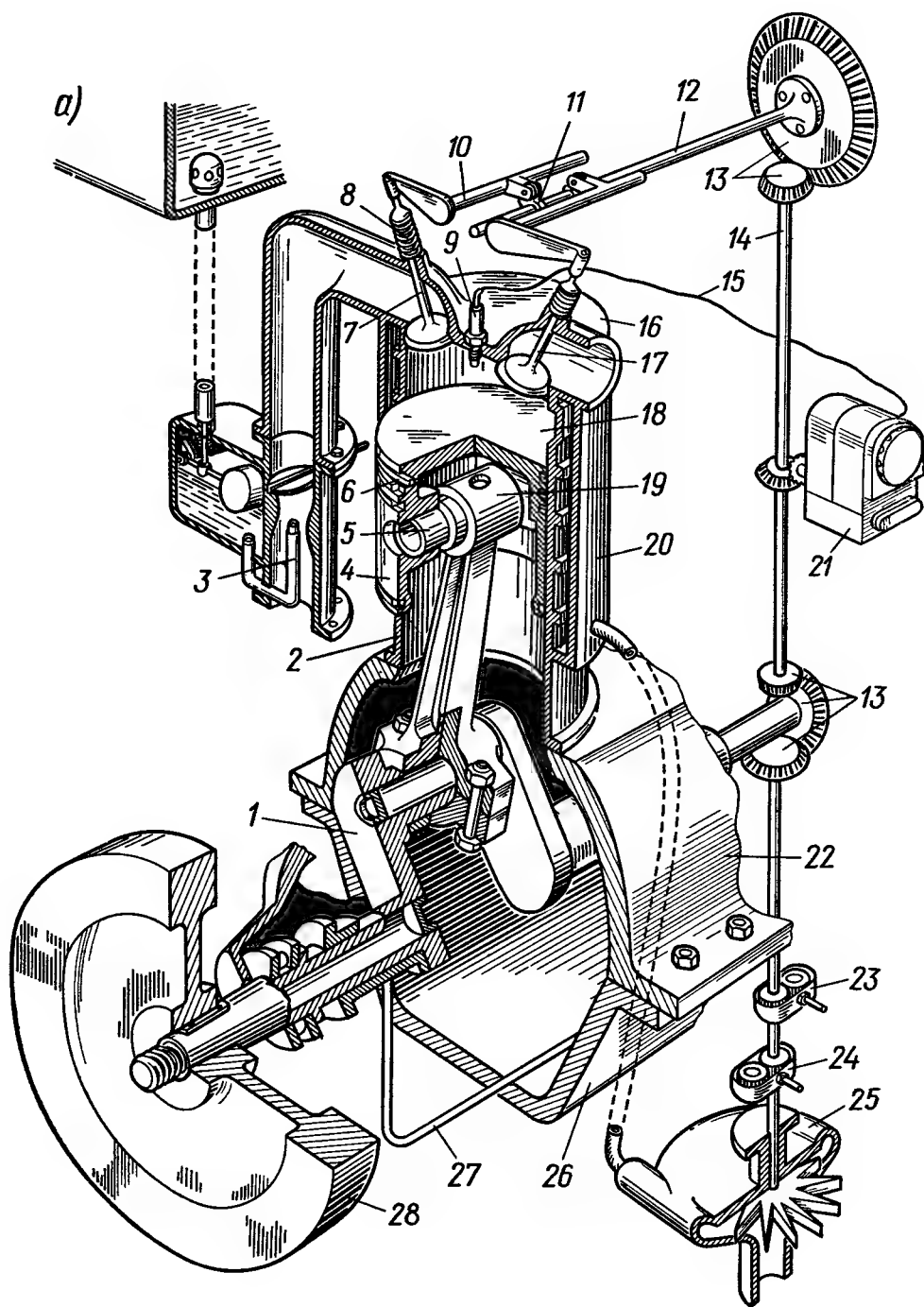
В карбюраторных двигателях топливо-воздушная смесь готовится в карбюраторе 3, а в газовых — в смесителе 29 (см. рис. 3-26; б) и по впускному трубопроводу подается через впускной клапан 7 в цилиндр двигателя. В карбюраторных и газовых двигателях горючая смесь в камере сгорания воспламеняется от электрической искры, которая проскакивает между электродами запальной свечи 9. Ток для искры подводится по проводнику 15 от магнето 21 или от аккумуляторной батареи.

В процессе работы цилиндр и головка (крышка) двигателя охлаждаются. На рис. 3-26 показана схема водяного охлаждения. Вода насосом 25 направляется в водяное пространство рубашки 20 цилиндра двигателя. Для смазки деталей по масляной магистрали 27 масло подводится к соответствующим трущимся поверхностям двигателя масляным насосом 23. Из поддона двигателя масло откачивается отсасывающим масляным насосом 24 и направляется в масляный радиатор для охлаждения. Для обеспечения равномерности хода двигателя на конец коленчатого вала вмонтирован маховик 28. В дизелях (см. рис. 3-26, в) топливо из бака 30 подается топливным насосом 31 по трубопроводу 32 и впрыскивается форсункой 33 в камеру сгорания цилиндра двигателя.

Узлы и агрегаты двигателей внутреннего сгорания. Для обеспечения нормальной работы и удобства монтажа современные двигатели внутреннего сгорания комплектуются из отдельных систем, узлов и агрегатов, каждый из которых имеет определенное назначение. Основными из них являются следующие: 1) корпус или остов двигателя; 2) кривошипно-шатунный механизм; 3) газораспределительный механизм; 4) топливоподающая система; 5) система впуска воздуха (или заряда) и выпуска отработавших газов; 6) система смазки; 7) система охлаждения; 8) система пуска; кроме того, в зависимости от типа и назначения двигателя могут иметь еще ряд других узлов (например, система зажигания, система реверса и т. д.).

Корпус двигателя состоит из неподвижных деталей, которые поддерживают все движущиеся узлы и агрегаты двигателя. В корпус двигателя входят фундаментная рама, картер (станина), цилиндры или блок цилиндров, цилиндрические втулки и головки (крышки) цилиндров.

Кривошипно-шатунный механизм состоит из рабочих поршней, шатунов, коленчатого вала, маховика, штока и крейцкопфа.



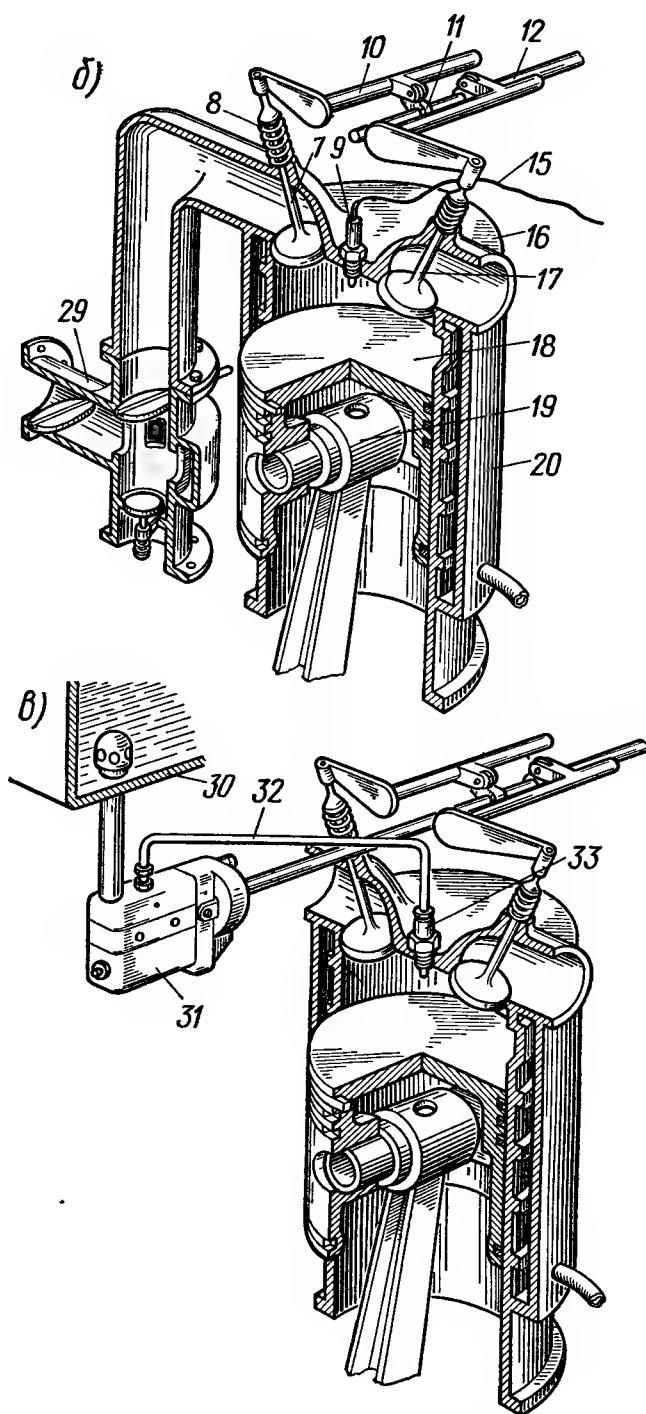


Рис. 3-26. Схемы одноцилиндрового четырехтактного двигателя

В газораспределительный механизм входят распределительные валы, впускные и выпускные клапаны, клапанные пружины и приводы распределительного механизма.

К топливоподающей системе относятся топливные насосы, форсунки, фильтры, топливные баки, карбюраторы и смесители в газовых двигателях.

Система впуска и выпуска состоит из впускных и выпускных патрубков и трубопроводов, воздушных фильтров, глушителей и продувочных насосов.

Система смазки объединяет масляные насосы, фильтры, масляные холодильники, масленки и устройства, подводящие масло к местам трения деталей двигателя.

К системе охлаждения относятся водяные насосы, теплообменники (радиаторы) и все устройства и трубопроводы, подводящие охладитель к охлаждаемым поверхностям.

§ 3-14. Топливоподающая система и смесеобразование в дизелях

Топливоподающая система дизелей состоит из топливного бака, фильтра, топливного насоса высокого давления, трубопровода и форсунки. Кроме того, во многих двигателях устанавливается еще насос низкого давления для подачи топлива в фильтр и затем в насос высокого давления.

Топливный насос высокого давления обеспечивает подачу топлива давлением порядка $100 \div 600$ бар в определенный момент и в короткий промежуток времени — за $12 \div 30^\circ$ поворота коленчатого вала. Каждый рабочий цилиндр дизеля снабжается индивидуальным насосом, причем в многоцилиндровом двигателе насосы могут располагаться отдельно, близко от своей форсунки, или же вместе, в одном блоке. В последнем случае конструкция получается более компактной, но зато удлиняются трубопроводы от насоса к форсунке.

По конструктивному выполнению топливные насосы могут разделяться на два типа: золотниковые и клапанные. В основном применяются золотниковые насосы. По способу регулирования количества подаваемого топлива насосы разделяются на три типа: 1) с регулированием изменения конца подачи; 2) с регулированием изменения начала подачи; 3) с регулированием изменения и начала и конца подачи.

При первом способе регулирования начало подачи топлива независимо от числа оборотов остается постоянным, а конец подачи изменяется посредством золотника или клапана. Этот способ наиболее часто применяется.

При втором способе регулирования конец подачи топлива остается постоянным независимо от числа оборотов двигателя, а изменяется начало подачи топлива.

Третий способ регулирования является более универсальным, но из-за сложности конструктивного оформления применяется очень редко.

На рис. 3-27 показан насос золотникового типа двигателя ЯМЗ-236. Привод насоса осуществляется кулачковым валиком 9, который при-

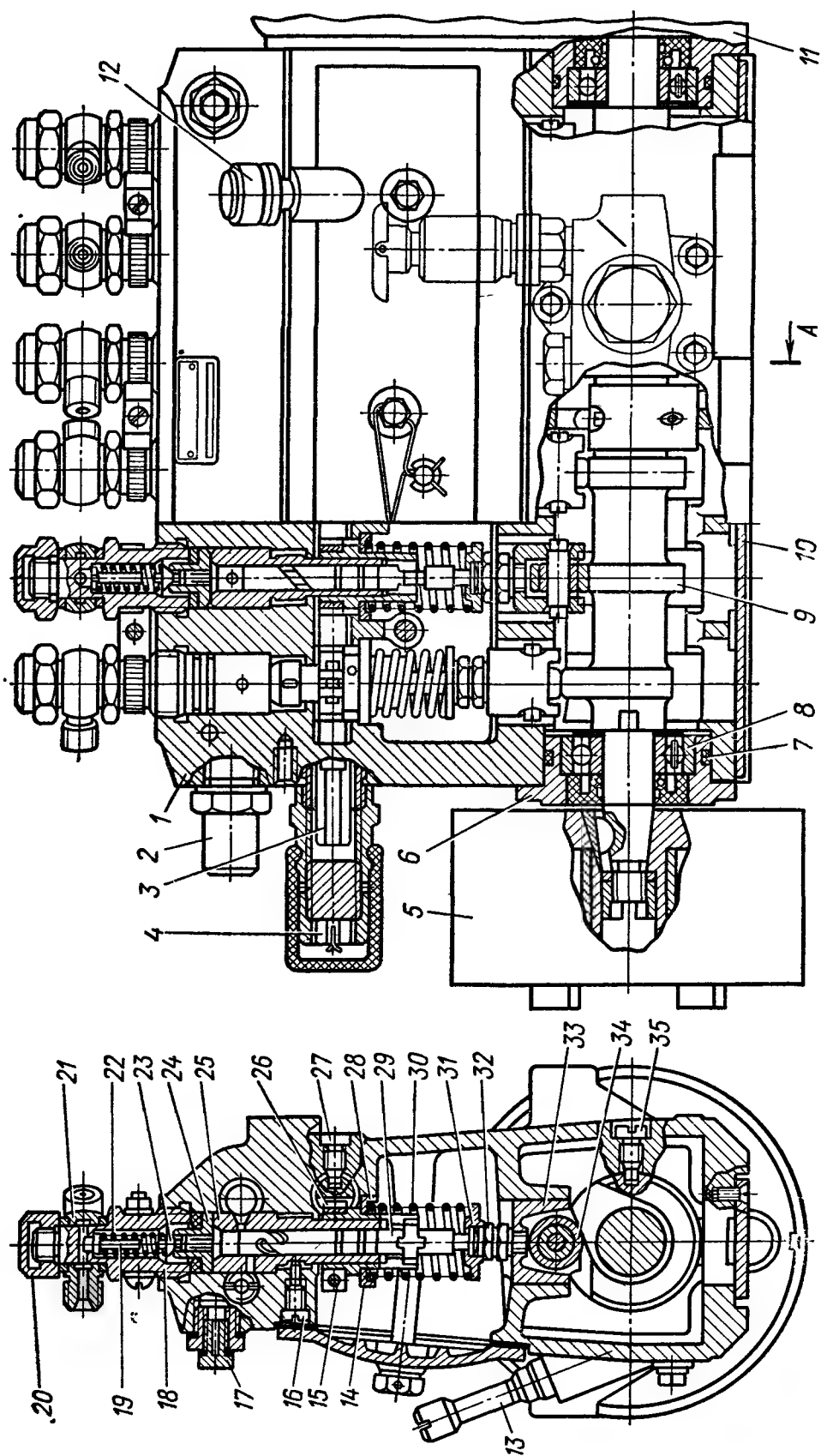


Рис. 3-27. Топливный насос золотниковый типа двигателя:

1 — корпус насоса; 2 — перепускной клапан (в сборе) для удаления из отсечного канала избыточного топлива; 3 — зубчатая рейка для изменения количества подаваемого топлива; 4 — винт-ограничитель мощности; 5 — центробежная муфта опережения впрыска топлива (в сборе); 6 — крышка подшипника кулачкового вала насоса; 7 — резиновое кольцо для уплотнения полости кулачкового вала; 8 — шарикоподшипник; 9 — кулачковый вал насоса; 10 — нижняя крышка для закрытия снизу полости кулачкового вала; 11 — корпус регулятора числа оборотов; 12 — сапун с набивкой для вентиляции картерной полости насоса; 13 — указатель уровня масла; 14 — верхняя тарелка пружины толкателя; 15 — стяжной винт; 16 — установочный винт втулки плунжера; 17 — пробка для выпуска воздуха; 18 — штырь для прохода топлива; 19 — ограничитель подъема клапана; 20 — колпачковая гайка; 21 — соединительный ниппель; 22 — пружина нагнетательного клапана; 23 — нагнетательный клапан высокого давления; 24 — седло нагнетательного клапана; 25 — втулка плунжера; 26 — зубчатый венец; 27 — фиксирующий винт; 28 — поворотная втулка с пазом; 29 — плунжер насоса; 30 — пружина толкателя; 31 — нижняя тарелка пружины толкателя; 32 — регулировочный болт; 33 — толкатель плунжера; 34 — ролик толкателя; 35 — стопорный винт для фиксации промежуточной опоры от проворота и осевого перемещения

водится в движение коленчатым валом двигателя. Топливный насос—шестиплунжерный (для шестицилиндрового двигателя), на кулачковом валике имеются 6 кулачков. При помощи роликового толкателя и пружин 30 плунжер 29 при вращении валика 9 получает возвратно-поступательное движение. При движении плунжера вниз топливо заполняет полость насоса. При обратном движении плунжера вначале небольшое количество топлива вытесняется обратно, но, когда плунжер перекроет топливоподающие каналы, начинается нагнетание топлива. Под действием давления топлива нагнетательный клапан 23 приподнимается, топливо проходит по трубопроводу в форсунку и далее впрыскивается в камеру сгорания. Плунжер 29 имеет на конце специальную косую выточку, которая позволяет при повороте его регулировать конец подачи топлива. Таким образом, при повороте плунжера вокруг своей оси изменяется момент конца подачи топлива, а следовательно, и количество впрыскиваемого топлива. Плунжер поворачивается вокруг своей оси при помощи зубчатой рейки 3, которая через венец 26, связанный с втулкой 25, поворачивает поворотную втулку 28, а вместе с ней и плунжер 29.

Плунжерная пара (плунжер и втулка) относится к наиболее ответственной части насоса. Эти детали изготавливаются из хромомолибденовой стали. Поверхности их азотируются и подвергаются закалке. После обработки плунжер и втулку подбирают друг к другу для получения максимальной плотности пары. Комплект плунжерной пары является прецизионным: замена плунжера или втулки из одного комплекта на соответствующую деталь другой не допускается.

Форсунка предназначена для распределения струи топлива соответственно форме камеры сгорания, распыления топлива на мельчайшие капельки и придания факелу определенной длины, чтобы обеспечить проникновение топлива во все слои сжатого воздуха, не допуская при этом оседания топлива на стенках цилиндра и поршня. Существующие форсунки делятся на два типа: открытые и закрытые.

Открытая форсунка не имеет запорной иглы или клапана для разобщения нагнетательного трубопровода с сопловыми отверстиями. Топливо подается из насоса по трубопроводу к каналу форсунки и выбрасывается через сопловые отверстия в камеру сгорания. Избыточное давление в канале создается благодаря сопротивлению в сопловых отверстиях.

Открытые форсунки по конструкции очень просты, но имеют существенные недостатки. При применении открытой форсунки топливо начинает поступать в камеру сгорания сразу, как только давление в трубопроводе превысит давление газов в цилиндре. В связи с этим вначале топливо подается при незначительном избыточном давлении, что не обеспечивает хорошего распыления и сгорания топлива в первый период впрыска. После прекращения подачи топлива насосом некоторое количество горючего под действием упругости трубопровода и сжимаемости топлива продолжает поступать через сопла в камеру сгорания при пониженном давлении («подтекание» или образование «остаточной капли»), в результате чего топливо догорает в процессе расширения и на соплах образуется нагар. Давление впрыскиваемого

топлива при открытой форсунке изменяется пропорционально квадрату числа оборотов, поэтому при малых числах оборотов давление в период впрыскивания может быть недостаточным для хорошего распыливания подаваемого топлива. Поэтому в начале и в конце впрыскивания и при снижении скорости вращения вала топливо распыливается хуже.

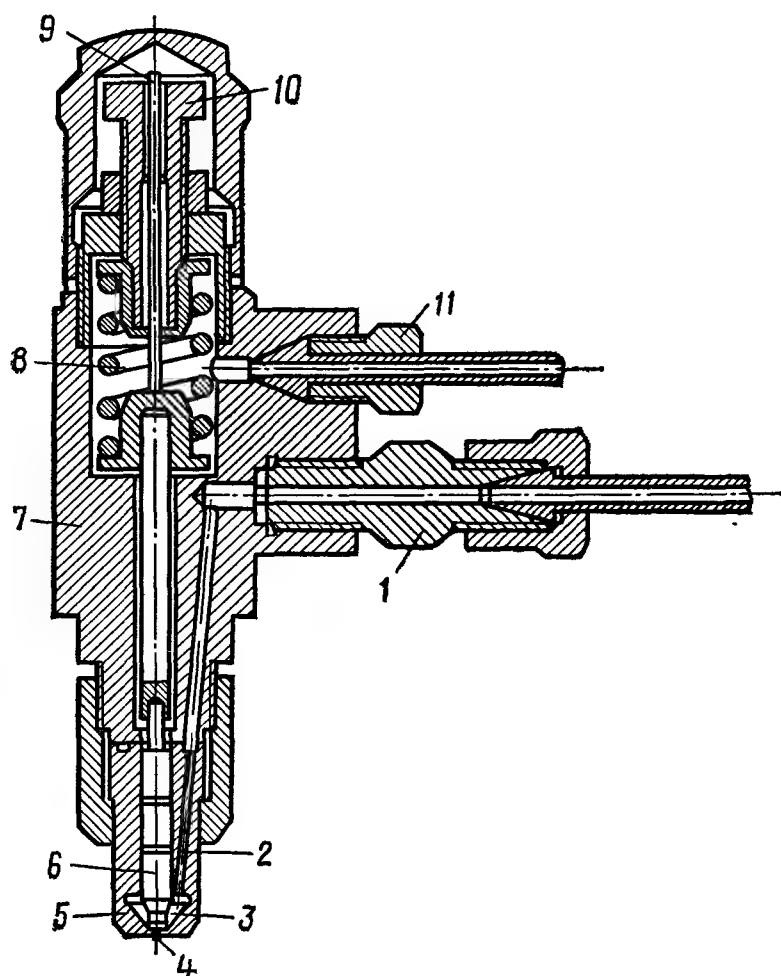


Рис. 3-28. Закрытая форсунка

Для уменьшения влияния этих недостатков иногда укорачивают длину нагнетательного трубопровода, устанавливая индивидуальный насос недалеко от форсунки; при этом, чтобы обеспечить соответствующее давление при малых числах оборотов, применяются весьма большие давления впрыскивания (1000 бар и более). Стремление к укорочению трубопровода привело к созданию так называемых насос-форсунок, в которых насос и форсунка изготовлены вместе как один агрегат. Насос-форсунка монтируется отдельно для каждого цилиндра в головке двигателя; давление впрыскивания в них достигает 2000 бар.

Закрытая форсунка в отличие от открытой имеет специальную запорную иглу (запорный клапан), которая закрывает проход топлива

в камеру сгорания. Поднимается игла гидравлическим давлением топлива.

Типы закрытых форсунок весьма разнообразны. На рис. 3-28 показана типичная закрытая форсунка. Топливо подается насосом по

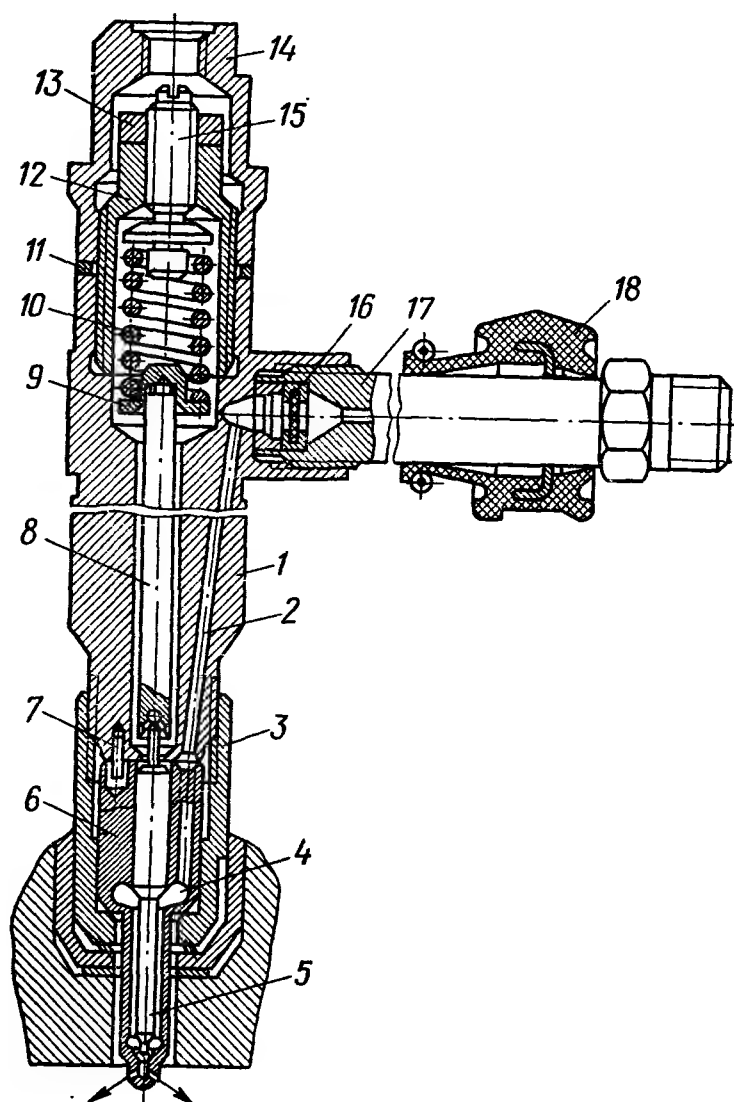


Рис. 3-29. Закрытая форсунка двигателя Ярославского моторного завода:

1 — корпус форсунки; 2 — канал для прохода топлива; 3 — гайка распылителя; 4 — полость для топлива; 5 — игла распылителя; 6 — корпус распылителя; 7 — фиксирующий штифт; 8 — штанга; 9 — тарелка пружины; 10 — пружина; 11 — медная уплотняющая шайба; 12 — гайка; 13 — контргайка регулировочного винта; 14 — колпак; 15 — регулировочный винт пружины; 16 — сеточный фильтр; 17 — штуцер; 18 — уплотнитель из маслостойкой резины

трубопроводу к штуцеру 1 и далее по каналу 2 в полость 3, находящуюся под иглой. Под давлением топлива игла преодолевает силу нажатия пружины 8 и приподнимается, топливо попадает в сопловые отверстия — происходит впрыск. С прекращением подачи топлива насосом давление в полости под иглой падает, игла под давлением пружины мгновенно садится на седло и впрыск топлива прекращает-

ся. Начальное давление впрыскивания регулируется в закрытой форсунке натяжением пружины 8, опирающейся на иглу 6. Это осуществляется регулировочным болтом 10, а высота подъема иглы ограничивается контрольным штырьком 9. Поэтому в закрытой форсунке с изменением числа оборотов начальное давление впрыскиваемого топлива не особенно сильно будет меняться.

Для отвода небольшого количества топлива, просачивающегося между иглой и направляющей втулкой в полость корпуса форсунки 7, служит второй штуцер 11.

Направляющим для иглы служит распылитель. В конце распылителя просверливаются сопловые отверстия 4.

Комплект распылительной пары (распылитель 5 и игла 6) является прецизионной парой, и нельзя переставлять отдельную деталь из одного комплекта в другой.

На рис. 3-29 показана форсунка двигателя Ярославского моторного завода. Топливо из канала штуцера 17 проходит через сетчатый фильтр 16 и по каналу 2 поступает в полость 4. При давлении около 150 бар игла 5, преодолевая силу натяжения пружины 10, приподнимается, и топливо через сопловые отверстия впрыскивается в камеру сгорания. Ограничителем хода иглы является нижний торец корпуса 1 форсунки, и подъем иглы 5 распылителя в этой форсунке составляет $0,28 \div 0,38$ мм.

На рис. 3-30 показаны различные конструкции распылителя. Диаметр сопловых отверстий в одно- и многодырчатых соплах (рис. 3-30, б, а соответственно) в зависимости от формы камеры сгорания и размеров цилиндра двигателя обычно составляет $0,15 \div 0,7$ мм и число отверстий — 1÷12.

Сверление сопловых отверстий, обработка конической поверхности седла, шлифовка направляющей поверхности распылителя, обработка запорного конуса иглы и шлифовка цилиндрической поверхности иглы являются наиболее точными операциями при изготовлении форсунки. Малейшее отклонение в сверлении сопловых отверстий нарушает точность направления струи топлива и ухудшает смесеобразование в двигателе.

Иногда делают в распылителях только одно сопловое отверстие диаметром $0,8 \div 1$ мм. Игла оканчивается в этом случае расширяющимся (рис. 3-30, в) или цилиндрическим (рис. 3-30, г) отростком (штифтом), который входит в сопловое отверстие с очень малым за-

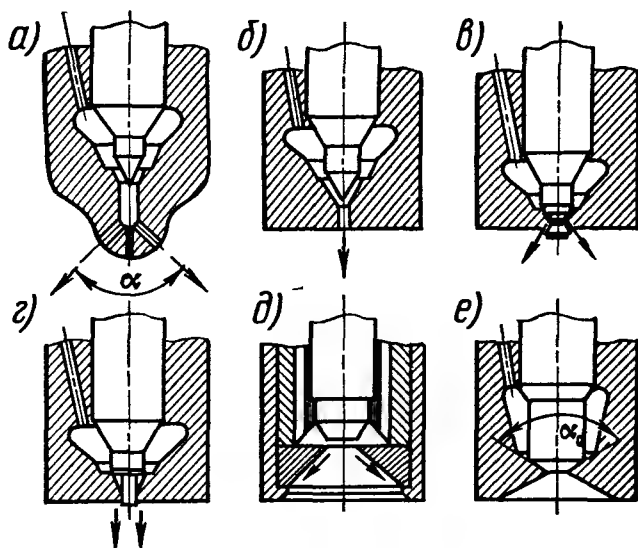


Рис. 3-30. Существующие конструкции распылителя закрытой форсунки

зором. Такие форсунки называются штифтовыми. В штифтовых форсунках топливо распыливается в виде полого конуса. Применяют еще закрытые форсунки с плоским или коническим седлом (соответственно рис. 3-30, *д* и *е*). При изготовлении штифтовых форсунок и форсунок с плоским седлом отпадает необходимость сверления сопловых отверстий с весьма малым диаметром, поэтому изготовление их несколько упрощается.

Смесеобразование в дизелях

От качества смесеобразования зависят скорость, интенсивность и полнота сгорания топлива, что в свою очередь влияет на экономичность, тепловое состояние и число оборотов двигателя. Создание горючей смеси внутри цилиндра двигателя из-за краткости времени, отводимого для этого процесса, представляет довольно сложную и трудную задачу. В дизелях процессы смесеобразования и сгорания протекают в основном параллельно за время, соответствующее повороту коленчатого вала обычно на $30 \div 40^\circ$.

Время поворота коленчатого вала на угол α°

$$t = \alpha / (6n),$$

где n — число оборотов в минуту.

Принимая $n = 1000$ об/мин и необходимый угол для смесеобразования и сгорания $\alpha = 40^\circ$, получаем

$$t = 40 / (6 \cdot 1000) = 0,0067 \text{ с},$$

т. е. в данном случае время, отведенное для впрыска топлива, испарения, смешения с воздухом и сгорания, порядка $0,006 \div 0,007$ с. В современных быстроходных дизелях n достигает 4000 об/мин и соответственно t уменьшается до 0,002 с. За это время в камеру сгорания должно быть подано под высоким давлением точно отмеренное соответственно нагрузке количество топлива (несколько десятков кубических миллиметров).

Чтобы получить эффективное смесеобразование и обеспечить полное сгорание топлива в столь короткий промежуток времени при минимальном коэффициенте избытка воздуха, необходимы следующие условия: 1) доза жидкого топлива должна быть распылена на мельчайшие капельки; 2) капли жидкого топлива должны быть более или менее равномерно распределены в сжатом воздухе по всему объему камеры сгорания; 3) процесс впрыскивания должен начаться и кончиться в точно установленные моменты и не должно быть дополнительного подтекания топлива через форсунку.

В современных дизелях процесс смесеобразования осуществляется в основном следующими способами: 1) непосредственным впрыскиванием топлива под высоким давлением в неразделенную камеру сгорания (струйное или однокамерное распыливание); 2) многокамерным смесеобразованием при помощи нескольких разделенных камер сгорания.

Неразделенные камеры сгорания. Неразделенные камеры сгорания применяются в двигателях большой и средней мощности (более 10 кВт в цилиндре), а разделенные камеры сгорания (многокамерное смесеобразование) — в основном в некоторых быстроходных дизелях транспортного типа и стационарных при небольших мощностях и малых размерах цилиндра двигателя. В двигателях с неразделенной камерой сгорания топливо впрыскивается через ряд сопловых отверстий форсунки под давлением 200÷600 бар, а в некоторых быстроходных транспортных дизелях давление впрыскивания доходит даже до 1000 бар, а иногда и до 2000 бар.

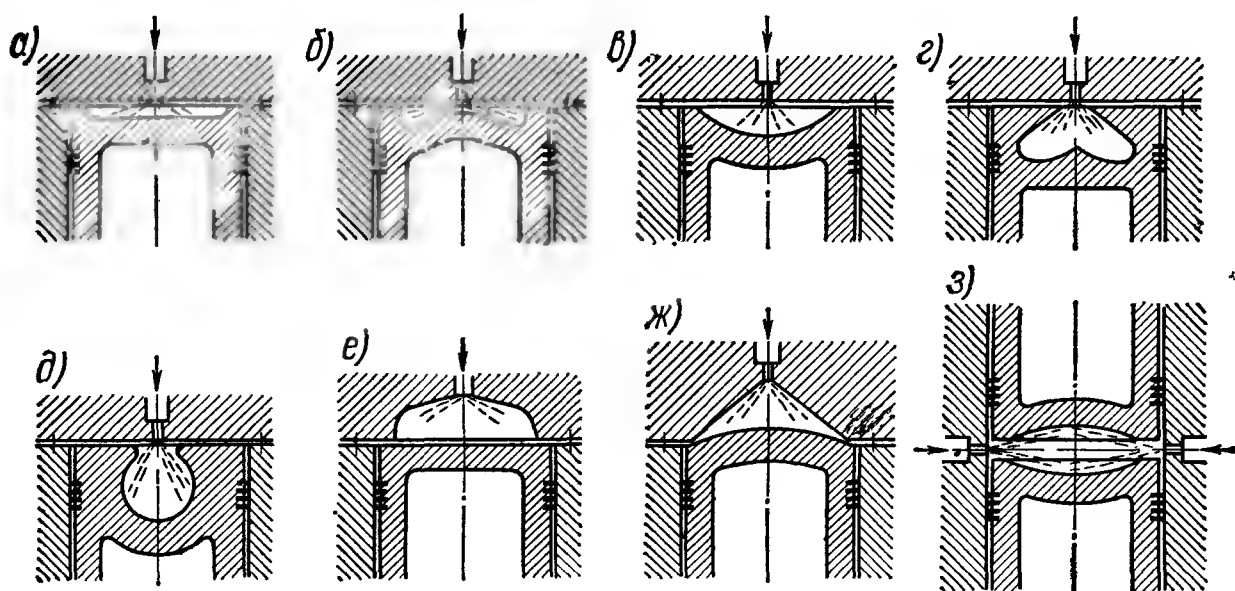


Рис. 3-31. Схема неразделенных камер сгорания

Скорость истечения топлива из сопла достигает 100 м/с и более. Струя топлива, вылетая из сопла в камеру сгорания с такой скоростью, распадается на мельчайшие капли, образующие факел топлива в среде сжатого воздуха. Диаметр капель составляет 5÷80 мк. Чем больше каплевого размера, тем лучше сгорает топливо. При соответствующих давлениях хорошие форсунки дают до 80% капель диаметром 15÷40 мк. При этом длина и расположение каждой струи (факела топлива) и форма камеры сгорания должны способствовать равномерному перемешиванию топлива с воздухом и в то же время капли топлива не должны попадать (ударяться) в относительно холодные стенки камеры, так как капли, попавшие на стенки камеры, коксуется (в горении не участвуют), а попавшие в стенки цилиндра растворяются в смазочном масле и разжижают его.

На рис. 3-31 приводятся наиболее типичные схемы камер сгорания, применяемые в настоящее время в двигателях со струйным распылением. Форсунка в большинстве случаев смонтирована по оси цилиндра и дает 3÷12 струй топлива, которые, распадаясь на мельчайшие частицы, образуют факел топлива и теряют свою скорость, не доходя

до поршня. В камерах, изображенных на рис. 3-31, *а, б, в*, по образующей поршня имеется стенка для предохранения от попадания топлива на охлаждаемые стенки цилиндра. На рис. 3-31, *г* и *д* основная часть камеры состоит из сферического объема, размещенного непосредственно в поршне, а на рис. 3-31, *е* и *ж* — в головке цилиндра. На рис. 3-31, *з* показана камера, находящаяся между двумя расходящимися поршнями.

Разделенные камеры сгорания. Для лучшего смесеобразования в быстроходных дизелях часто применяются разделенные камеры сгорания, где объем сжатия находится в двух и более камерах. Для улучшения перемешивания частиц топлива с воздухом в этих камерах создается интенсивное движение воздуха и газов.

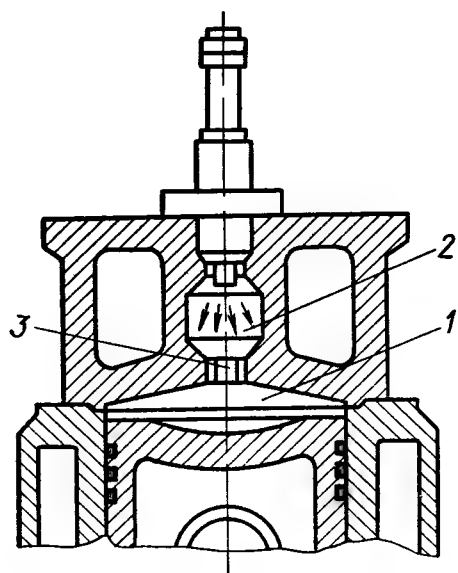


Рис. 3-32. Схема предкамеры

Существуют разнообразные формы разделенных камер сгорания. По способу создания вихрей и характеру протекания процесса смесеобразования и сгорания двигатели с разделенными камерами бывают в основном предкамерные и вихрекамерные. В предкамерных двигателях камера сгорания (рис. 3-32) состоит из основной камеры (подпоршневого пространства) 1 и предкамеры 2, которые соединяются между собой несколькими каналами 3. Для получения большей скорости истечения газов проходное сечение соединитель-

ных каналов выполняется с таким расчетом, чтобы при процессах сжатия и расширения создавался значительный перепад давления (6÷8 бар) между предкамерой и основной камерой. Благодаря этому получают вихри, которые и используются для лучшего перемешивания капелек топлива с воздухом.

В предкамерных дизелях топливо впрыскивается в конце хода сжатия (20—30° до в.м.т.) в предкамеру под давлением 100÷150 бар. Распыленное топливо, попав в среду сжатого воздуха с высокой температурой, воспламеняется и частично сгорает, но полностью сгореть в предкамере не может, так как объем последней составляет только 25÷40 % от полного объема камеры сжатия и, следовательно, воздуха для полного сгорания не хватает. В процессе сгорания в предкамере некоторой части топлива температура и давление газов в ней становятся выше, чем в основной камере, что вызывает истечение продуктов сгорания вместе с еще не сгоревшим топливом в основную камеру, в результате чего происходит дополнительное распыливание топлива. При этом в основной камере создается сильное вихреобразование, что способствует интенсивному перемешиванию топлива с воздухом и более полному сгоранию. Благодаря этому процесс полного сгорания в предкамерных двигателях может быть осуществлен и при

довольно низких коэффициентах избытка воздуха ($\alpha = 1,2 \div 1,5$).

В связи с дросселирующим действием в соединительных каналах максимальное давление сгорания в дизелях с отдельной камерой обычно находится в пределах $50 \div 70$ бар, и двигатель работает значительно мягче, т. е. без резкого повышения давления в цилиндре. Бурное вихревое движение газов и высокие температуры стенок предкамеры (обычно предкамеры выполняются в виде отдельно вставленного в головку двигателя неохлаждаемого стакана) делают эти двигатели менее чувствительными к сорту применяемого топлива. Предкамерные дизели менее требовательны и к качеству топливоподающей аппаратуры. Форсунка имеет лишь одно сопловое отверстие и, следовательно, сравнительно больший диаметр, а давление впрыскиваемого топлива значительно меньше, чем при неразделенной камере.

Основными недостатками предкамерных двигателей являются несколько повышенный удельный расход топлива и более затруднительный пуск холодного двигателя. Повышенный удельный расход топлива объясняется потерями энергии на дросселирование и завихрение при перетекании воздуха и газов из одной камеры в другую и вследствие увеличенной поверхности камеры сжатия более интенсивным охлаждением газов, особенно в соединительных каналах. Увеличенный теплообмен в камере сжатия затрудняет пуск двигателя, так как воздух, протекая при сжатии через холодные соединительные каналы в предкамеру, довольно сильно охлаждается и самовоспламенения топлива не получается.

В связи с этим в предкамерных дизелях применяются при пуске различные искусственные принудительные способы зажигания. В транспортных дизелях в предкамере монтируется спираль, накаляемая электрическим током от аккумулятора. Перед пуском ток включается, а после получения нормальных вспышек — выключается. В стационарных двигателях в предкамере иногда делают запальный патрон для вставки в него перед пуском двигателя тлеющей папироски. При пуске первые капли топлива, попадая в тлеющую папироску, воспламеняются и нагревают предкамеру, после чего дальнейшие вспышки получаются нормально.

В некоторых дизелях применяют еще дополнительную пусковую форсунку для подачи небольшой порции топлива непосредственно в основную камеру сжатия. Температура воздуха при пуске в основной камере бывает выше, чем в предкамере, так как воздух не проходит через соединительные каналы и не охлаждается, поэтому топливо здесь лучше воспламеняется. После того как двигатель при холостом ходе разовьет нормальное число оборотов, пусковая форсунка выключается и при этом автоматически включается главная форсунка двигателя.

В вихрекамерных дизелях камера сгорания состоит из вихревой камеры и надпоршневого пространства (рис. 3-33). Вихрекамерное смесеобразование применяют в наиболее быстроходных дизелях ($n = 1500$ об/мин и выше). Конструктивно вихревая камера имеет форму тела вращения, большей частью шарообразного; объем вихревой камеры составляет значительно большую часть объема сжатия.

Соединительный канал, связывающий вихревую камеру с полостью цилиндра, направлен тангенциально к камере, благодаря этому при истечении через горловину газы в вихревой камере получают круговое движение. Площадь сечения соединительных каналов вихревой камеры с надпоршневым пространством довольно значительная, поэтому при сжатии и расширении перепад давления и соответственно скорость газов между полостями получаются небольшими.

Вращение газов в вихревой камере особенно благоприятно влияет на хорошее смесеобразование, так как при этом получается в вихревой камере сильное беспорядочное вихревое движение.

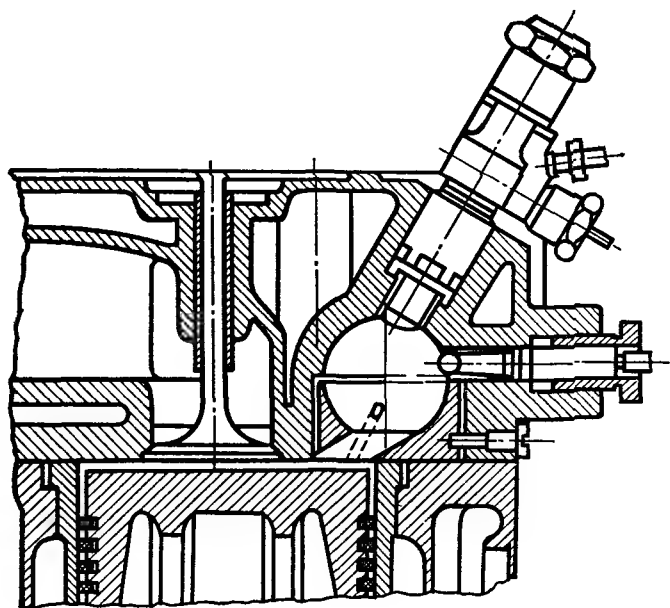


Рис. 3-33. Вихревая камера сгорания

Истечение газов из вихревой камеры в полость цилиндра способствует дальнейшему улучшению смесеобразования и более полному сгоранию топлива. Благодаря интенсивному перемешиванию топлива с воздухом в вихрекамерных двигателях полностью сгорает топливо даже при малых значениях коэффициента избытка воздуха (бездымное сгорание достигается при $\alpha = 1,1 \div 1,4$), тем самым создается возможность более рационально использовать имеющийся в цилиндре двигателя воздух при

довольно больших оборотах вала двигателя.

В связи с тем что смесеобразование происходит в основном в самой вихревой камере, стремятся вводить в вихревую камеру возможно большую долю воздушного заряда. Однако конструктивно необходимо сохранить зазор между поршнем и головкой, а также некоторое расстояние между тарелками клапанов и поршнем, поэтому обычно объем вихревой камеры получается не более $70 \div 75\%$ полного объема сжатия.

В нижней части (а иногда и в верхней) вихревой камеры имеется специальная вставка из жароупорной стали. Между вставкой и головкой двигателя имеется некоторый зазор, благодаря этому вихревая камера сильно нагревается (зазор служит тепловой изоляцией), что способствует сокращению периода запаздывания самовоспламенения топлива и лучшему его сгоранию.

Максимальное давление над поршнем в двигателях с вихревой камерой ниже, чем в однокамерных, и работают эти двигатели несколько мягче: разделенная камера и впрыск топлива в вихревую камеру предохраняют от резкого нарастания давления в цилиндре двигателя. Экономичность вихрекамерных дизелей, хотя и несколько выше предкамерных, но все же ниже, чем дизелей с однокамерным смесеобра-

зованием. Отрицательное влияние на экономичность оказывает в основном значительное увеличение поверхности охлаждения всей камеры сжатия по сравнению с однокамерными двигателями при одном и том же объеме сжатия.

Пуск двигателя с вихревой камерой в холодном состоянии затруднителен, так как относительно большая поверхность камеры и значительное охлаждение воздуха при проходе через холодную горловину ухудшают самовоспламенение топлива. Для облегчения пуска дизели с вихревой камерой, так же как и предкамерные двигатели, снабжаются специальными приспособлениями (в большинстве случаев свечей накаливания).

Пленочное смесеобразование. В высокооборотных дизелях с диаметром цилиндра примерно 150÷180 мм иногда применяют еще так называемое пленочное смесеобразование. В двигателях с пленочным смесеобразованием камера сгорания размещается в поршне (рис. 3-31, *г* и *д*), и топливо впрыскивается под острым углом к поверхности горячей камеры. При этом часть топлива распыливается непосредственно в объеме камеры, а часть, попадая на поверхности камеры сгорания, образует тонкую пленку, которая от воздействия горячей стенки и интенсивного потока газов быстро испаряется.

При пленочном смесеобразовании необходимо, чтобы температура стенки камеры была не менее 200° С и не более 400° С: при меньших температурах не происходит достаточно быстрого испарения, а при больших происходит термическое разложение топлива.

Дизели с пленочным смесеобразованием работают более мягко и имеют достаточно хорошую экономичность.

§ 3-15. Топливоподающая система в карбюраторных и газовых двигателях

Карбюраторы

Преобразование жидкого горючего путем распыления и испарения во влажный пар и смешение его с воздухом в определенных пропорциях вне цилиндра двигателя называется карбюрацией, а прибор, служащий для этой цели, — карбюратором.

На рис. 3-34 показана схема элементарного карбюратора. Образование горючей смеси, т. е. процесс карбюрации, происходит следующим образом. Топливо из топливного бака 1 подкачивающим бензонасосом 2 подается в поплавковую камеру 3 карбюратора. В поплавковой камере имеется поплавок 5, который при повышении уровня топлива поднимается и запорной иглой 4 закрывает доступ топлива в карбюратор. При уменьшении уровня топлива в поплавковой камере поплавок, опускаясь вместе с иглой, открывает доступ горючего в камеру. Таким образом, в поплавковой камере поддерживается постоянный уровень топлива. При такте всасывания впускной клапан 13 открывается, и под действием разрежения в цилиндре атмосферный

воздух проходит через воздушный фильтр 9, очищается от пыли и поступает в смесительную камеру 11 карбюратора. В то же время из поплавковой камеры топливо по каналу распылителя 7 поступает в ту же смесительную камеру 11. Далее топливо, дробясь в струе всасываемого воздуха на мельчайшие частицы, смешивается с ним и частично испаряется. В результате в смесительной камере образуется горючая смесь, которая и поступает в цилиндр двигателя. В начале

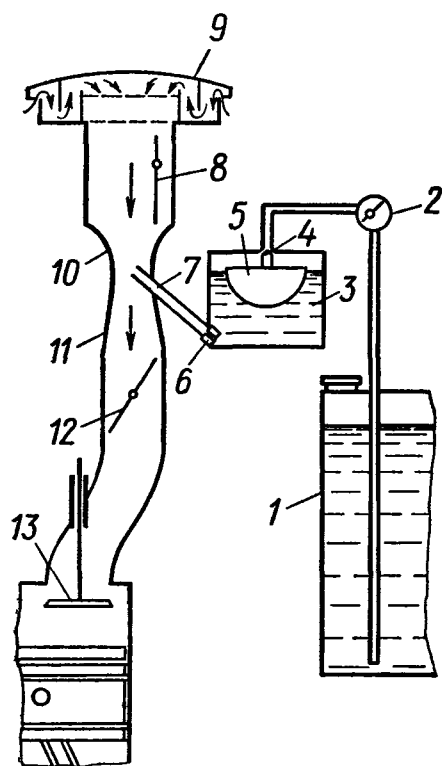


Рис. 3-34. Схема элементарного карбюратора

распылителя имеется калиброванное отверстие (жиклер) 6, сечение которого строго определено и зависит от размеров цилиндра двигателя. Чтобы предупредить утечку топлива из распылителя во время стоянки двигателя, уровень топлива в поплавковой камере поддерживается на 2÷3 мм ниже верхней кромки распылителя 7. Для создания быстрого потока струи воздуха на уровне форсунки делается специальное сужение трубы 10 — диффузор. В горловине диффузора создается значительное разрежение, что в свою очередь способствует вытеканию топлива из жиклера. Скорость воздуха в горловине диффузора примерно в 25÷30 раз больше скорости топлива, вытекающего из распылителя, вследствие этого облегчается распыливание топлива на мельчайшие частицы по выходе из распылителя.

Чем полнее испарится топливо, тем лучше оно сгорит в цилиндре. Для более полного испарения топлива иногда применяют подогрев всасываемого воздуха. Подогрев является желательным при исполь-

зовании более тяжелых бензинов и в особенности керосина в качестве топлива. В то же время излишне высокий подогрев может привести к уменьшению мощности и экономичности двигателя, так как при этом из-за снижения плотности поступающей смеси уменьшается наполнение двигателя, т. е. весовое количество поступающей горючей смеси в цилиндр двигателя. Для регулировки количества горючей смеси, всасываемой в цилиндр двигателя, за диффузором ставится дроссельная заслонка 12. Перед диффузором ставится воздушная заслонка 8, которая регулирует количество поступающего в смесительную камеру воздуха. Прикрывая воздушную заслонку 8, можно уменьшить количество всасываемого воздуха и тем самым увеличить разрежение в диффузоре. При частичном прикрытии впускной трубы воздушной заслонкой топливо будет обильно фонтанировать из распылителя карбюратора и горючая смесь сильно обогатится, т. е. увеличится доля топлива в ней. Воздушную заслонку всегда держат открытой, ее прикрывают только при пуске двигателя, когда необходимо большее обогащение горючей смеси.

По конструкции карбюраторы могут быть с поднимающимся (восходящим), падающим (опускающимся) и горизонтальным потоками. В карбюраторах с поднимающимся потоком (рис. 3-35, а) горючая смесь движется в карбюраторе в направлении снизу вверх, в карбюраторах с опускающимся потоком (рис. 3-35, б) горючая смесь опускается из карбюратора к цилиндрам двигателя сверху вниз, в карбюраторах с горизонтальным потоком (рис. 3-35, в) движение смеси в карбюраторе горизонтальное.

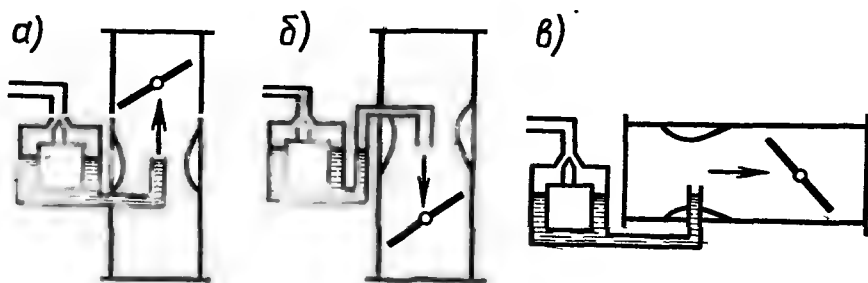


Рис. 3-35. Схемы карбюраторов

В автомобильных двигателях распространены карбюраторы с опускающимся потоком, в которых впускные патрубки короче, наполнение цилиндра двигателя горючей смесью лучше, и они более удобны для обслуживания. Карбюраторы с горизонтальным потоком устанавливаются лишь в небольших двигателях преимущественно мотоциклетного типа. Карбюраторы с восходящим потоком применялись ранее, теперь они почти не применяются.

В элементарном карбюраторе при повышении скорости потока воздуха через диффузор смесь обогащается, а при уменьшении этой скорости — обедняется, т. е. уменьшается доля топлива в смеси. Такое явление получается от того, что скорости воздуха и топлива (а следовательно, и весовые количества их) при изменении разрежения не изменяются пропорционально друг к другу. Вследствие этого при увеличении или уменьшении открытия дроссельной заслонки (или числа оборотов), т. е. при изменении режима работы двигателя, состав горючей смеси не остается постоянным. В то же время, как показывают исследования, наибольшая мощность в карбюраторных двигателях получается при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,8 \div 0,9$, а наиболее экономичный режим работы двигателя — при $\alpha = 1,02 \div 1,15$.

Изменение коэффициента избытка воздуха в зависимости от числа оборотов двигателя называется характеристикой карбюратора. Для получения желаемой характеристики карбюратора применяются различные корректирующие приспособления. Совокупность всех элементов карбюратора, поддерживающих необходимый состав горючей смеси при различных режимах работы двигателя, называется главной топливodosирующей системой. Кроме главной топливodosирующей системы карбюраторы обычно имеют еще пусковые приспособления, систему холостого хода, экономайзер и ускорительный насос. В со-

временных карбюраторах наиболее распространены главные топливodoзирующие системы с пневматическим торможением топлива.

Карбюраторы с пневматическим торможением топлива. Топливо из поплавковой камеры через жиклер 1 (рис. 3-36) поступает в распылитель 2, который оканчивается в диффузоре. Кроме того, распылитель 2 для подвода тормозного воздуха сообщается через трубку 3 с воздушным жиклером 4. При работе карбюратора на больших расходах воздуха вследствие разрежения в диффузоре уровень топлива в распылителе 2 и в трубке 3 опускается, и через воздушный жиклер 4 в распылитель засасывается атмосферный воздух. Далее топливо и воздух из распылителя в виде эмульсии поступают в диффузор 5. В данном случае при увеличении открытия дроссельной заслонки 6 разрежение в распылителе возрастает в меньшей степени, чем в диффузоре, и соответственно в меньших количествах вытекает топливо из жиклера 1.

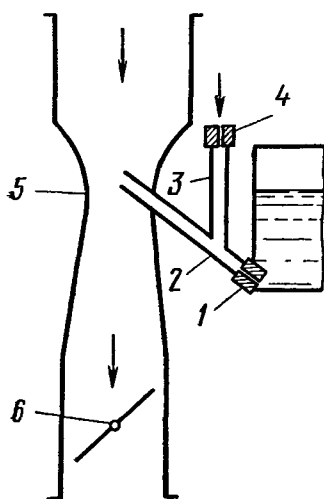


Рис. 3-36. Схема главной дозирующей системы карбюраторов с пневматическим торможением топлива

Таким образом, в этих карбюраторах воздух, поступающий из воздушного жиклера, уменьшает разрежение в распылителе, чем оказывает пневматическое торможение топливу, вытекающему из жиклера 1. Этим самым устраняется излишнее обогащение смеси при увеличении открытия дроссельной заслонки. Регулируется карбюратор подбором проходных сечений топливного 1 и воздушного 4 жиклеров.

При таком корректирующем приспособлении удастся получить такую характеристику карбюратора, какая требуется по условиям эксплуатации.

Устройство для холостого хода. При холостом ходе двигатель должен работать с очень богатой рабочей смесью ($\alpha = 0,55 \div 0,7$) на малых оборотах. Для этого требуется весьма незначительное количество рабочей смеси. Поэтому необходимо прикрывать дроссельную заслонку. Но с ее прикрытием разрежение в диффузоре становится наименьшим и недостаточным, чтобы вызвать истечение необходимого количества топлива из распылителя главной дозирующей системы. За дроссельной заслонкой, наоборот, получается сильное разрежение (до $0,5 \cdot 10^5$ Н/м²), которое и используется при создании дополнительной системы для режима холостого хода.

Система холостого хода работает следующим образом. Топливо из поплавковой камеры 1 (рис. 3-37) проходит жиклер холостого хода 2 и по каналу 3 поступает в эмульсионный канал 6. Одновременно из воздушного патрубка 5 поступает воздух в канал 6, где образуется топливно-воздушная эмульсия. Наличие эмульсирующего воздуха уменьшает разрежение в каналах системы холостого хода и позволяет установить топливный жиклер 2 несколько большего размера, чем облегчается его изготовление. Для дозировки количества воздуха,

поступающего в эмульсионный канал 6, устанавливается воздушный жиклер холостого хода 4. Эмульсия из канала 6 через нижнее отверстие 8 поступает в задрессельное пространство, где в это время получается сильное разрежение из-за закрытия дроссельной заслонки. Для регулировки проходного сечения отверстия 8 имеется регулировочный винт 9. При прикрытой дроссельной заслонке 10 топливно-воздушная эмульсия поступает лишь через нижнее отверстие 8, а через верхнее отверстие 7 проходит дополнительный воздух из камеры сгорания в каналы холостого хода и уменьшает там разрежение. При некотором открытии дроссельной заслонки топливная эмульсия начинает поступать из обоих отверстий, разрежение в канале 6 увеличивается и подача топлива в цилиндры двигателя возрастает. При большем открытии дроссельной заслонки начинает работать главная топливodosирующая система, а разность давлений между воздушным патрубком 5 и задрессельным пространством резко уменьшается и подача топлива через жиклер холостого хода падает.

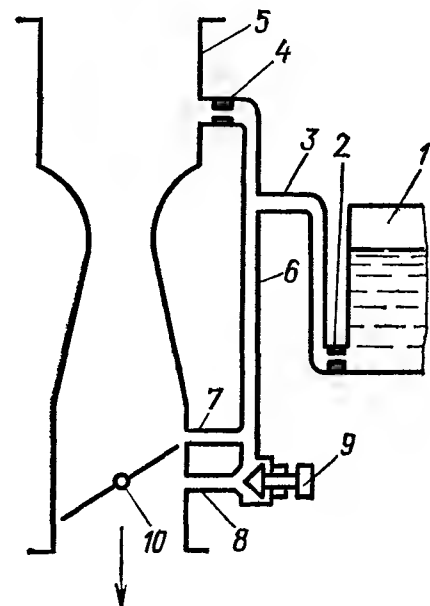


Рис. 3-37. Схема дополнительного устройства для холостого хода

Э к о н о м а й з е р. При неполном открытии дроссельной заслонки (частичных нагрузках двигателя) карбюратор должен подавать экономичную рабочую смесь, а при полном открытии — мощностную, т. е. более богатую, рабочую смесь.

Экономайзер в карбюраторе служит для подачи дополнительного топлива при переходе двигателя на режимы полных нагрузок. Таким образом, главная топливodosирующая система обеспечивает подачу топлива для создания наиболее экономичной горючей смеси, а добавление топлива через экономайзер создает более богатую рабочую смесь, обеспечивающую наибольшую мощность.

Экономайзеры изготавливаются с механическим и пневматическим приводом клапана, при этом жиклеры в них могут располагаться параллельно и последовательно.

На рис. 3-38 показана схема экономайзера с механическим приводом и параллельным расположением жиклеров. При неполной нагрузке топливо поступает в распылитель 7 только через главный жиклер 1. Запорный клапан 4 экономайзера прижат к седлу пружинной 3 и не пропускает топливо. Дроссельная заслонка 8 при помощи тяг и рычагов кинематически связана с запорным клапаном 4. При открытии дроссельной заслонки примерно на 85÷90% под действием рычага 6 запорный клапан 4, преодолевая силу нажатия пружины 3, опускается, и дополнительное топливо для обогащения рабочей смеси начинает поступать через жиклер мощности 2 в распылитель.

Следовательно, при полной мощности топливо поступает в распылитель и далее в смесительную камеру через главный жиклер и параллельно через жиклер мощности, тем самым обеспечивается получение мощностной рабочей смеси.

Между рычагом 6 и стержнем 5 запорного клапана устанавливается определенный зазор, что не позволяет опускаться клапану 4 при недостаточно полных открытиях дроссельной заслонки.

Ускорительный насос. При быстром открывании дроссельной заслонки воздух сразу устремляется с большой скоростью

через диффузор во всасывающую линию, а топливо, как более плотное по сравнению с воздухом, некоторое время вытекает из жиклеров с прежней скоростью; поэтому в первый момент в смесительной камере получается обедненная смесь, что вызывает в работе двигателя перебои, иногда двигатель даже глохнет. Для устранения этого недостатка, т. е. для улучшения приемистости двигателя, карбюратор снабжается ускорительным насосом.

Схема устройства ускорительного насоса рассматривается ниже на примере карбюратора К-88А. Он изготовляется Московским карбюраторным заводом и устанавливается на двигателях грузовых автомобилей Московского автозавода им. Лихачева.

Карбюратор К-88А (рис. 3-39) с опускающимся потоком, сдвоенный,

имеет общий входной воздушный патрубок, разветвляющийся на две смесительные камеры, в каждой из которых по два диффузора (большой и малый). Большой диффузор пропускает основную часть воздуха, малый диффузор 10 позволяет, не изменяя разрежение в большом диффузоре, получить повышенное разрежение у распылителя.

В карбюраторе два комплекта главной дозирующей системы с пневматическим торможением топлива и два комплекта системы холостого хода, а также один экономайзер и один ускорительный насос, которые управляются механическим приводом от дроссельной заслонки одной и той же системой рычагов и тяг.

Корпус карбюратора собран из трех частей: верхней 7, средней 20 и нижней 39. Части карбюратора скреплены между собой болтами. Верхняя и средняя части отлиты из цинкового сплава, а нижняя — из чугуна. В верхней части находятся общий приемный патрубок с воздушной заслонкой 12 и крышка поплавковой камеры; в средней — поплавковая камера, экономайзер, ускорительный насос, диффузо-

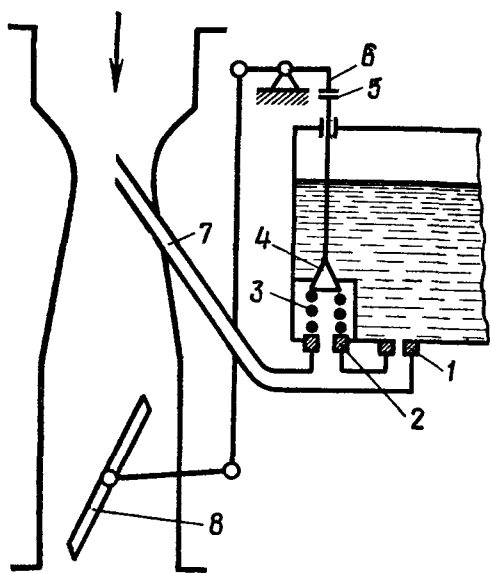


Рис. 3-38. Схема экономайзера с механическим приводом и параллельным расположением жиклеров

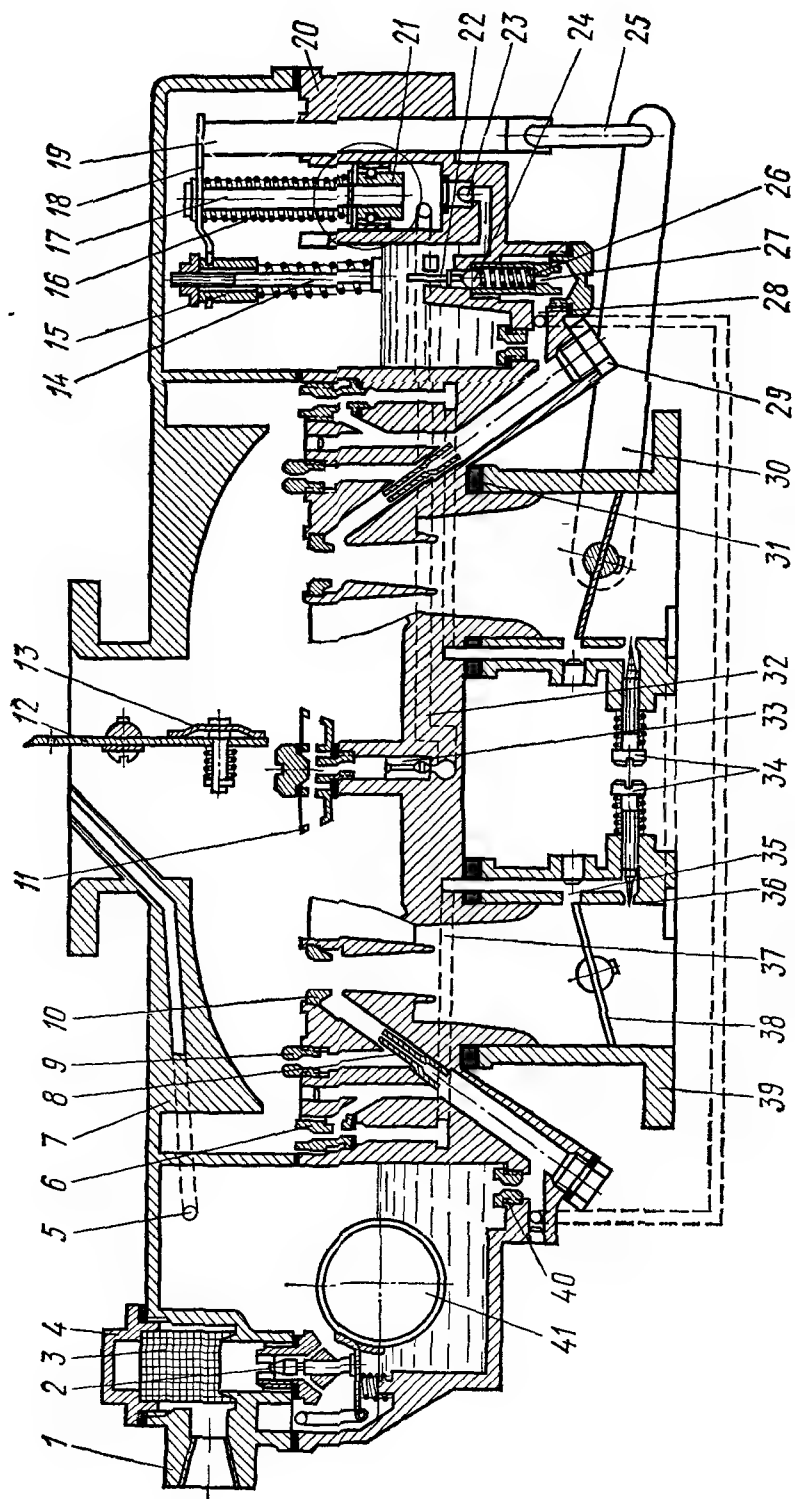


Рис. 3-39. Схема карбюратора К-88А

ры и главные топливодозирующие системы, а в нижней — смесительные камеры и дроссельные заслонки 38. Между средней и нижней частями установлена уплотнительная теплоизолирующая прокладка 31.

Топливо в поплавковую камеру поступает через штуцер 1, сетчатый фильтр 3 и игольчатый клапан 2. Сверху фильтр герметично закрыт пробкой 4. Верхнее пространство поплавковой камеры через балансировочный канал 5 сообщается лишь с входным патрубком и не сообщается непосредственно с атмосферой. Поплавковая камера в этих случаях называется балансируемой; давление в таких карбюраторах зависит только от давления во входном патрубке, и состав горючей смеси не меняется при изменении сопротивления в воздушном фильтре двигателя.

Поплавок 41 спаян из двух половинок, каждая из которых отштампована из латунного листа. В дно поплавковой камеры вмонтирован главный жиклер 40. Жиклер полной мощности 8 расположен в наклонном канале главной топливодозирующей системы, которая снизу закрыта пробкой 29, а сверху выведена в кольцевую канавку малого диффузора 9. При работе двигателя под нагрузкой топливо из главных жиклеров 40 поступает в наклонные каналы топливодозирующей системы и перемешивается с незначительным количеством воздуха, прошедшим через жиклеры холостого хода 6. Образовавшаяся эмульсия проходит жиклеры полной мощности 8 и разбавляется воздухом, поступившим через воздушные жиклеры 9 главной топливодозирующей системы. Далее топливно-воздушная эмульсия из распылителя вытекает в малый диффузор, где перемешивается с воздухом и затем попадает в большой диффузор, в котором происходит дальнейшее перемешивание с воздухом.

Таким образом, в каналах и двух диффузорах происходит многократное перемешивание топлива с воздухом и обеспечивается достаточно хорошее распыливание и испарение топлива. Воздух, поступающий из воздушного жиклера 9, уменьшая разрежение в канале перед главным жиклером 40, притормаживает струю топлива и тем самым обеспечивает получение более экономичной характеристики карбюратора.

Система холостого хода каждой смесительной камеры состоит из жиклера холостого хода 6, нижнего отверстия 36 холостого хода, верхнего отверстия 35 и регулировочного винта 34 для регулировки состава смеси. При прикрытии дроссельной заслонки 38 разрежение воздуха в диффузоре почти отсутствует, топливо из главной топливодозирующей системы не поступает, а в задрроссельном пространстве разрежение достигает максимальной величины. Топливо из главного жиклера 40 поступает к жиклерам холостого хода 6, смешивается с воздухом, проходит по каналу 37, и далее образовавшаяся эмульсия через нижние отверстия 36 системы холостого хода поступает в задрроссельное пространство, где, перемешиваясь с воздухом, образует горючую смесь. При незначительном открытии дроссельной заслонки увеличивается количество воздуха, проходящего через диффузоры, разрежение в каналах системы холостого хода возрастает: под разрежением в

этом случае оказываются и верхние отверстия 35. Одновременно с этим топливо подается как через нижние, так и через верхние отверстия, и количество подаваемого топлива увеличивается.

Экономайзер включается при работе двигателя на полной мощности. По мере открытия дроссельной заслонки от перемещения поводка 30, серьги 25 и вертикального валика 19 опускается вместе с планкой 18 втулка 15, сжимая при этом находящуюся под ней пружину. Когда дроссельная заслонка откроется примерно на 90%, валик 14 нажимает на промежуточный толкатель 22 и, сжимая пружину 26, открывает шариковый клапан 24. Топливо из поплавковой камеры через жиклер мощности 27 экономайзера поступает по топливным каналам 28 в наклонные каналы и затем через жиклер полной мощности 8 — в малые диффузоры.

Следовательно, при полном открытии дроссельной заслонки топливо поступает из главного жиклера 40 и из жиклера мощности 27 экономайзера. Жиклер полной мощности 8 ограничивает расход топлива лишь при его максимальных значениях.

Ускорительным насосом карбюратора при быстром открывании дроссельной заслонки на короткое время обогащается рабочая смесь и тем самым увеличивается мощность двигателя. При закрытии дроссельной заслонки поршень 21 ускорительного насоса приподымается и топливо через впускной клапан 23 поступает в цилиндр ускорительного насоса. При открытии дроссельной заслонки планка 18 скользит по штоку 17 и сжимает пружину 16; под действием этой пружины поршень 21 опускается и топливо под давлением поршня из цилиндра ускорительного насоса и канала 32 через нагнетательный клапан 33 и две форсунки 11 впрыскивается в смесительные камеры. Нежесткая связь планки 18 с поршнем 21 создает эластичность при резком открытии дроссельной заслонки и обеспечивает необходимый для разгона автомобиля продолжительный впрыск топлива.

Для пуска холодного двигателя имеется воздушная заслонка 12, которая обеспечивает сильное обогащение горючей смеси. В воздушную заслонку вмонтирован предохранительный клапан 13, который автоматически открывается при сильном разрежении в смесительной камере. Клапан 13 позволяет проходить минимально необходимому количеству воздуха при полностью закрытой воздушной заслонке и предохраняет от переобогащения горючей смеси при пуске. Воздушная заслонка кинематически связана с дроссельными заслонками, и они при закрытии воздушной заслонки автоматически открываются.

Питание двигателя с впрыском бензина

Питание двигателя топливом иногда осуществляется с впрыском бензина непосредственно в цилиндр двигателя или во впускной трубопровод перед впускным клапаном. Бензин впрыскивается форсункой в процессе впуска свежего воздуха в цилиндр двигателя. Давление бензина, подаваемого к форсунке топливным насосом, в автомобильных и мотоциклетных двигателях обычно достигает при впрыске

во впускную трубу 3÷5 бар, при впрыске в цилиндр двигателя — 10÷15 бар, а в авиационных поршневых двигателях доходит до 160 бар. При непосредственном впрыске бензина в цилиндр двигателя из-за отсутствия карбюратора несколько уменьшается сопротивление и интенсивность подогрева во впускном тракте. В связи с этим коэффициент наполнения незначительно повышается, степень сжатия при этом может увеличиться, соответственно повысится к.п.д. и мощность двигателя.

Топливоподающая аппаратура при питании двигателя с впрыском бензина значительно усложняется и получается более дорогостоящей. Поэтому впрыск бензина, кроме авиационных поршневых двигателей, применяется пока еще крайне редко.

Смесители в газовых двигателях

Образование горючей (рабочей) смеси (смеси воздуха с горючим газом) в газовых двигателях может осуществляться вне рабочего цилиндра или внутри рабочего цилиндра. В первом случае будет внеш-

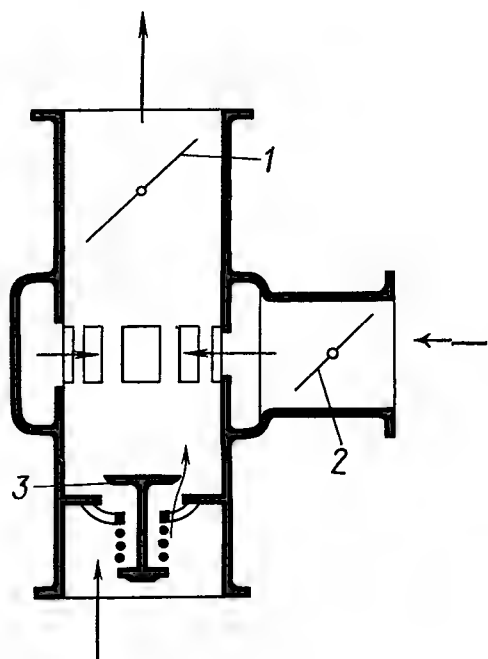


Рис. 3-40. Схема смесителя газового двигателя

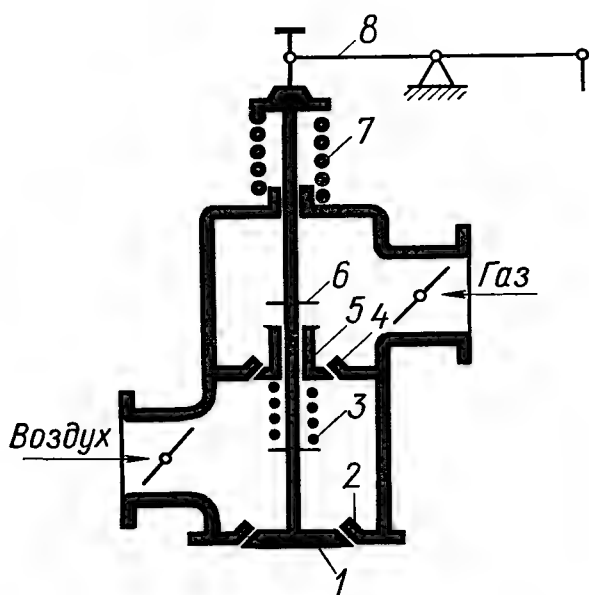


Рис. 3-41. Схема клапана-смесителя

нее, а во втором — внутреннее смесеобразование. В четырехтактных газовых двигателях применяется внешнее, а в двухтактных газовых двигателях — внутреннее смесеобразование.

Смесители служат для создания смеси воздуха с горючим газом в пропорции, необходимой для полного сгорания, и дают возможность производить регулирование состава рабочей смеси.

По конструкции существующие смесители весьма разнообразны. На рис. 3-40 приведена принципиальная схема смесителя четырехтактного газового двигателя. Для изменения количества горючей смеси, поступающей в цилиндр двигателя, служит дроссельная заслонка 1, а для изменения количества воздуха — заслонка 2. Следовательно, последняя служит для качественного регулирования, так как при изменении количества подаваемого воздуха меняется соотношение воздуха и газа в смеси, т. е. качество рабочей смеси. Клапан 3 предупреждает попадание воздуха в газовую линию и в случае взрыва горючей смеси в смесителе не допускает распространения взрывной волны по газопроводу, поэтому клапан 3 называют предохранительным.

На рис. 3-41 показана схема впускного клапана-смесителя. Работает клапан-смеситель следующим образом: вначале под действием коромысла 8 частично открывается лишь впускной клапан 1, и в цилиндр поступает чистый воздух. Далее под действием уступа 6 открывается газовый клапан 5, и тогда уже в цилиндр всасывается газоздушная смесь. Пружина 7 прижимает впускной клапан 1 к седлу 2, а пружина 3 — газовый клапан 5 к седлу 4.

При конструировании смесителей, чтобы не ухудшить наполнение цилиндра двигателя, стремятся получить в них наименьшее сопротивление газозвоздушному потоку.

Двухтактных газовых двигателей с внешним смесеобразованием не производят, так как они не экономичны в эксплуатации вследствие того, что продувка цилиндра производится в этом случае не чистым воздухом, а горючей смесью, и поэтому часть газа, не участвуя в сгорании, вылетает через выхлопные окна непосредственно в процессе продувки.

Двухтактные газовые двигатели строятся с внутренним смесеобразованием. Продувка в них производится через продувочные окна только воздухом, а горючий газ вдувается непосредственно в цилиндр двигателя под давлением $0,8 \div 3,0$ бар выше атмосферного в конце продувки и в начале сжатия — через специальный газовый клапан (рис. 3-42), находящийся в головке или в цилиндре двигателя. При

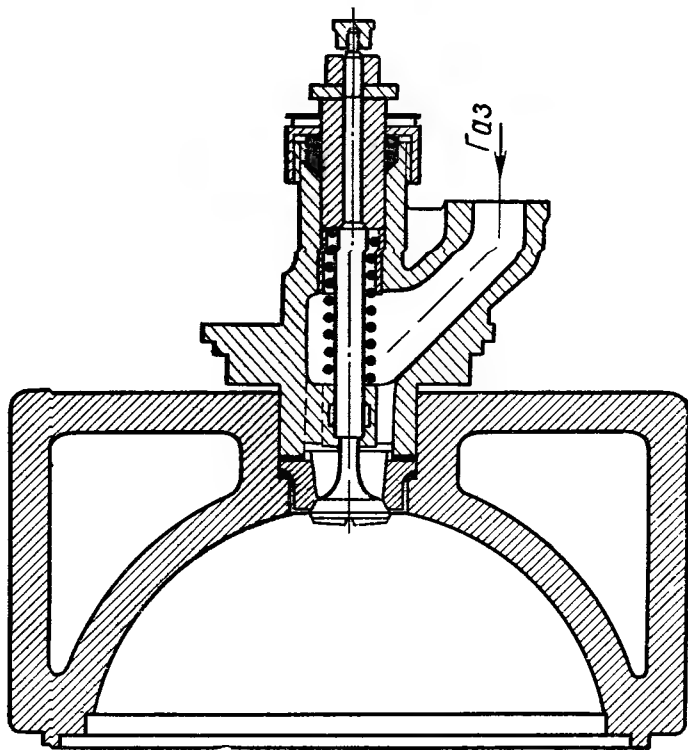


Рис. 3-42. Головка двухтактного двигателя с газовым клапаном

этом газовый клапан начинает открываться при положении поршня за $25\div 30^\circ$, а закрывается — за $70\div 90^\circ$ после н.м.т. Вдувание газа в цилиндр двигателя производится за период поворота коленчатого вала на $45\div 60^\circ$.

§ 3-16. Система зажигания карбюраторных и газовых двигателей

В карбюраторных и газовых двигателях рабочая смесь в цилиндре двигателя воспламеняется от электрической искры. Искра возникает при проскакивании тока между электродами свечи, смонтированной в головке каждого цилиндра. В зависимости от того, что является источником тока, различают две системы зажигания: батарейное и от магнето. В газовых двигателях большей частью применяется зажигание от магнето, в автомобильных и тракторных карбюраторных двигателях — в основном батарейное зажигание. Для получения мощной электрической искры, необходимой для надежного зажигания, пробивное напряжение между электродами свечи должно быть $10\div 20$ тыс. В. Поэтому ток низкого напряжения, получаемый от источника тока, необходимо преобразовать (трансформировать) в ток высокого напряжения.

Батарейное зажигание. В системе батарейного зажигания источником тока является аккумуляторная батарея напряжением $6\div 24$ В. В современных автомобильных и тракторных двигателях в основном применяются 12-вольтовые аккумуляторы. Аккумулятор обычно заряжается небольшой динамомашинкой, приводимой в действие от вала двигателя.

Принцип батарейного зажигания заключается в следующем: одна из клемм аккумуляторной батареи 1 (рис. 3-43) присоединена к массе 2, т. е. к какой-либо металлической детали двигателя. От другой клеммы через ручной выключатель зажигания 3 ток низкого напряжения идет к индукционной катушке 4, и далее через контакты 6 и 7 прерывателя 8 первичная обмотка замыкается на массу. Контакты 6 и 7 периодически размыкаются кулачковой шайбой 10, работающей от распределительного вала 11. Индукционная катушка (бобина) 4 и прерыватель 8 служат для преобразования тока низкого напряжения в ток высокого напряжения.

На сердечник индукционной катушки, изготовленной из мягкой стали, кроме первичной толстой обмотки, намотана вторичная тонкая обмотка с большим числом витков. Один конец второй обмотки соединен через первичную обмотку с массой, другой конец — с распределителем тока высокого напряжения. Параллельно контактам 6 и 7 включен конденсатор 9, служащий для устранения искрения между контактами прерывателя при размыкании и для предохранения их от быстрого обгорания. Максимальное напряжение во вторичной обмотке возникает при размыкании контактов первичной обмотки, поэтому для зажигания используют ток, появляющийся во вторичной обмотке при размыкании контактов прерывателя.

Распределитель *12* состоит из ротора *15* и крышки с электродами *14*. Ротор *15* через раздаточную пластинку *13* поочередно подводит ток высокого напряжения к электродам *14*, которые соединены проводами с соответствующими запальными свечами *16*. Ротор *15* и кулачковая шайба *10* установлены на одном и том же валике *11*, поэтому вращаются всегда вместе. Когда кулачковая шайба *10* размыкает контакты *6* и *7*, ток в цепи прекращается. В связи с этим вследствие изменения магнитного поля вокруг первичной обмотки во вторичной обмотке

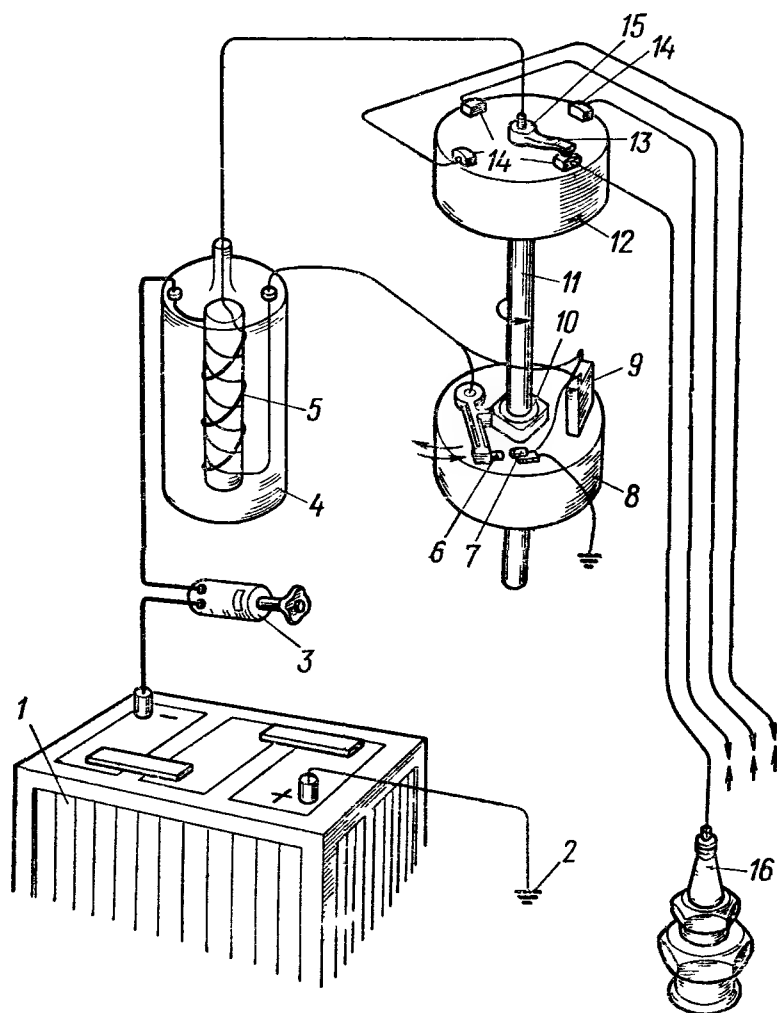


Рис. 3-43. Схема батарейного зажигания

5 возникает ток высокого напряжения. В этот момент раздаточная пластинка *13*, замыкая один из электродов *14* распределителя, подводит мгновенный ток высокого напряжения по проводу к свече *16* того цилиндра, в котором заканчивается такт сжатия. Валик *11* ротора и прерывателя связан шестернями с распределительным валом двигателя. Причем шестерни устанавливаются так, что момент размыкания кулачковой шайбой контактов *6* и *7* точно соответствует необходимому моменту зажигания рабочей смеси в цилиндре.

Для получения хорошей экономичности во время работы двигателя при изменении числа оборотов и нагрузки требуется менять и угол

опережения зажигания. Поэтому устанавливается приспособление в прерывателях-распределителях для соответствующего изменения угла опережения зажигания. В современных двигателях производится автоматическое изменение опережения зажигания центробежным регулятором в зависимости от числа оборотов двигателя и в дополнение к этому — специальным вакуумным регулятором в зависимости от нагрузки двигателя.

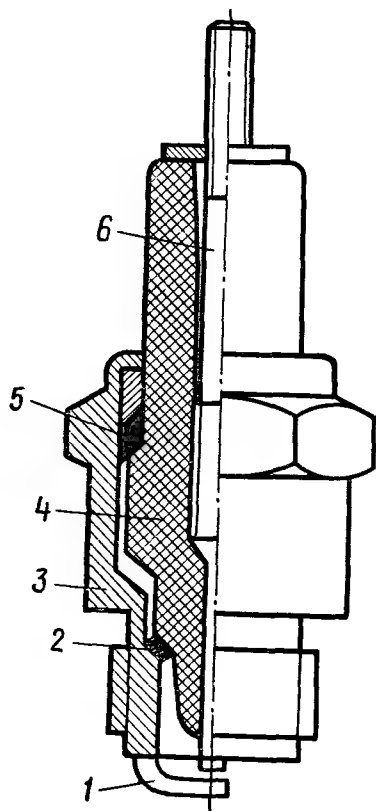


Рис. 3-44. Свеча зажигания

Свеча зажигания. Свеча зажигания или запальная свеча (рис. 3-44) состоит из центрального электрода 6, изолятора 4 и стального корпуса 3, у которого внизу запрессованы боковые электроды 1 (в зависимости от конструкции 1÷4 штуки) из жароупорной проволоки. На нижней части корпуса имеется нарезка, при помощи которой свеча ввертывается в головку цилиндра. Для сохранения герметичности камеры сгорания в месте соединения корпуса свечи подкладывают под свечу круглую медно-асбестовую прокладку. Прокладки 2 и 5 предупреждают утечку газов через свечу между изолятором и корпусом. Изоляторы изготавливаются из специальных керамических масс (фарфор, слюда, стеалит, уралит и др.), прокладки — из мягкого металла, а электроды — из никельмарганцевой стали. После установки внутрь корпуса изолятора и прокладок верхняя часть корпуса завальцовывается. Центральный электрод имеет сверху нарезку с гайкой, а иногда вилку или шаровой наконечник для закрепления проводника, подво-

дящего ток. Ток высокого напряжения подводится по проводу к центральному электроду свечи, а вторым проводом служит масса двигателя, с которой соединены через корпус свечи боковые электроды 1. Искра проскакивает через воздушный зазор (0,6÷0,8 мм) между электродами 1 и 6 в конце такта сжатия и зажигает рабочую смесь.

Магнето. Магнето представляет собой специальный электрический генератор для выработки тока высокого напряжения и распределения по цилиндрам для зажигания. В магнето объединены источники переменного тока низкого напряжения (магнитоэлектрическая машина), индукционная катушка и прерыватель с распределителем.

В зависимости от способа получения тока низкого напряжения различают следующие три типа магнето: 1) с вращающимися обмотками (якорем) и неподвижным магнитом; 2) с вращающимся постоянным магнитом и неподвижными обмотками; 3) с неподвижными обмотками и магнитом и вращающимся промежуточным элементом. Больше всего в современных двигателях применяются магнето с вращающимся магнитом и неподвижными обмотками.

Магнето с вращающимися обмотками (якорем) имеет неподвижный постоянный магнит, между полюсами которого вращается якорь с намотанными на него двумя обмотками — первичной и вторичной. Недостатком этого типа магнето является малая надежность быстро вращающегося якоря с намотанными на него обмотками.

В магнето с вращающимся магнитом обмотки конденсатор и прерыватель неподвижны, а магнит выполнен в виде вращающегося ротора. Магнитный поток в сердечнике обмоток периодически меняет свою величину и направление, что и вызывает индуктирование электрического тока в обмотке магнето. На сердечнике П-образной формы наматываются первичная и вторичная обмотки, образующие трансформатор.

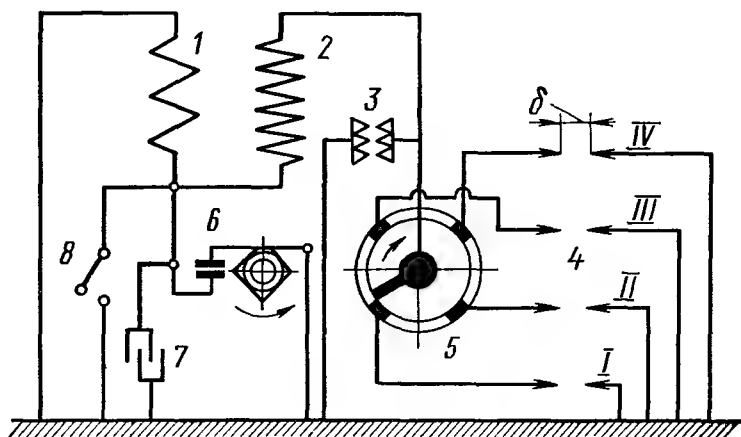


Рис. 3-45. Схема системы зажигания от магнето

В магнето с вращающимся промежуточным элементом (с магнитным коммутатором) неподвижными являются как магнит, так и обмотки с конденсатором и прерывателем. Магнитный поток подводится здесь к сердечнику обмоток через вращающуюся промежуточную железную деталь, так называемый магнитный коммутатор, который при вращении периодически меняет величину и направление магнитного потока по сердечнику обмоток.

Электрические схемы всех вышеуказанных типов магнето одинаковы. Первичная обмотка 1 (рис. 3-45) состоит из витков довольно толстой проволоки ($d = 1,0 \div 1,25$ мм), вторичная обмотка 2 — из более тонкой проволоки ($d = 0,10 \div 0,12$ мм) с очень большим количеством витков. При вращении якоря между полюсами магнита в первичной обмотке индуктируется переменный ток низкого напряжения ($12 \div 40$ В). Вторичная обмотка замыкается через искровой зазор δ электрической свечи 4. При вращении якоря во вторичной обмотке также индуктируется электродвижущая сила, но вторичный ток не возникает, так как получающегося при этом напряжения $1000 \div 1500$ В недостаточно для преодоления электрического сопротивления искрового зазора свечи. Для увеличения электродвижущей силы в первичную цепь включают прерыватель 6 и параллельно ему конденсатор 7. В момент возникновения максимального тока первичная цепь размыкается прерывателем 6, благодаря чему электродвижущая сила во вторичной

обмотке достигает 10÷20 тыс. В. Полученная таким образом большая электродвижущая сила с помощью распределителя 5 (как и при батарейном зажигании) передается на электроды соответствующей свечи 4 и, преодолевая сопротивление искрового зазора δ , образует мощный искровой заряд, необходимый для зажигания смеси. Специальный предохранитель — искровой разрядчик 3 — служит для предохранения от чрезмерно высоких напряжений, которые могут возникнуть при неисправностях искрового зазора. Позицией 8 показан ручной выключатель зажигания.

§ 3-17. Системы смазки и охлаждения двигателей

Смазка двигателей

Смазка двигателей осуществляется для уменьшения трения и износа деталей, для снижения затраты мощности на механические потери, а также для охлаждения трущихся поверхностей двигателя. Подача масла на смазываемые поверхности двигателя производится двумя способами: циркуляционным насосом под давлением и разбрызгиванием (барботажем).

В коренные и шатунные подшипники, а также в большинстве случаев в подшипники распределительного вала, в поршневой палец и в другие ответственные узлы двигателя масло подается под давлением. Это обеспечивает более надежный непрерывный подвод масла к трущимся деталям в количестве, необходимом как для смазки, так и для непрерывного отвода тепла из смазываемых поверхностей.

Обычно масло заливается в картер двигателя через специальную горловину до определенного уровня. Оно находится в работе до тех пор, пока частично не потеряет свои смазочные свойства. Затем его заменяют свежим маслом.

Масло подается в основном шестеренчатым насосом (рис. 3-46). Достоинством его является простота конструкции и надежность работы. Масло засасывается из резервуара по каналу 2 в полость впуска 3, затем шестернями 1 переносится в полость нагнетания 4 и оттуда поступает в масляную магистраль 5. Для ограничения максимального давления в масляной магистрали в циркуляционном насосе имеется редукционный клапан 6, который перепускает избыток масла обратно по каналу 7 в поддон картера.

При работе двигателя масло забирается обычно через сетчатый заборник из сборного резервуара картера двигателя циркуляционным насосом, проходит под давлением (2÷8 бар) через фильтр грубой очистки и далее поступает в масляную магистраль для направления во все смазываемые поверхности. Из масляной магистрали по специальным каналам масло подводится в коренные подшипники, оттуда по сверлению коленчатого вала проходит в шатунные подшипники. Подшипники распределительного вала и коромысел клапанов обычно также смазываются под давлением. Просочившееся масло через зазоры коренных и шатунных подшипников разбрызгивается вращающимися деталями,

вследствие чего создается масляный туман внутри картера двигателя, благодаря чему в мелких и средних двигателях осуществляется смазка зеркал цилиндров, зубчатых передач, кулачков распределительного вала, а иногда и поршневого пальца. В теплонапряженных и в мощных двигателях для лучшей смазки поршневого пальца масло подводится в верхнюю головку шатуна из шатунной шейки по сверлению в стержне или по трубке, прикрепленной к шатуну. В небольших двигателях специального сверления в шатуне или трубки для подвода масла поршневому пальцу не делают. В этом случае разбрызгиваемое масло, имеющееся в подпоршневом пространстве, попадает в поршневой палец через специальные отверстия, высверленные в верхней головке шатуна и в бобышках поршня. В крупных двигателях смазка гильзы цилиндров лишь масляным туманом недостаточно. В этом случае подача масла на трущиеся поверхности гильзы цилиндра производится под высоким давлением специальным плунжерным насосом-лубрикатором через штуцеры, смонтированные вокруг цилиндра двигателя. Количество штуцеров устанавливается в зависимости от размеров двигателя: 4÷8 штук на каждый цилиндр. При этом в процессе работы насосом подается в штуцер для смазки гильзы цилиндра все время свежее масло.

Масло, выдавливающееся через зазоры подшипников и всех других смазываемых поверхностей, стекает в поддон картера двигателя. В некоторых транспортных двигателях, где по условиям эксплуатации двигатель может иногда продолжительное время работать, наклонившись на большой угол (танковые, некоторые судовые, авиационные), применяется система сухого картера, в котором резервуаром служит особый бак, находящийся отдельно от двигателя, куда насосом отсасывается масло из отстойника поддона картера.

В процессе работы двигателя смазочное масло загрязняется продуктами разложения масла и различными механическими примесями, получающимися вследствие износа трущихся деталей. Для очистки масла от этих примесей в двигателях обычно устанавливается два типа фильтра: основной (сетчатый, войлочный, ленточно-щелевой или проволочно-щелевой) и фильтр тонкой очистки. Масло, подаваемое циркуляционным насосом, проходя через основной фильтр, очищается от наиболее грубых механических примесей (размером 70÷100 мк) и поступает в масляную магистраль для смазки. Часть масла (10÷30%) после основного фильтра пропускается через фильтр тонкой очистки, где очищается от более мелких частиц (размером

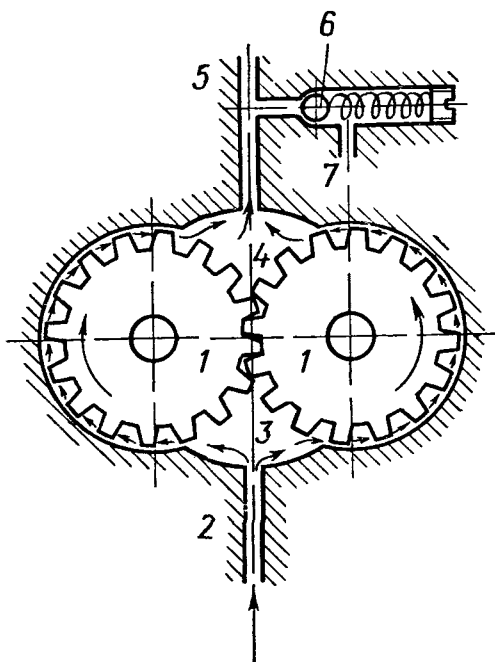


Рис. 3-46. Схема шестеренчатого масляного насоса

2÷4 мк), и сливается обратно в картер. Вместо хлопчатобумажных, войлочных и картонных фильтров тонкой очистки иногда применяют реактивные масляные центрифуги.

Температура масла при работе двигателя должна быть в пределах 75÷95° С. При повышении температуры ухудшаются его смазочные свойства. Для охлаждения масла в системе обычно устанавливается масляный радиатор (холодильник).

Охлаждение двигателей

В процессе работы в цилиндре двигателя сгорает топливо, и газы, получающиеся при этом, нагревают цилиндр, головку, поршень и ряд других деталей двигателя. Температура газов в камере сгорания достигает 2050÷2700 К. Температура стенок деталей при работе двигателя не должна превышать определенной предельной величины, так как при чрезмерном повышении температуры стенок возникает ряд неполадок в работе двигателя. Основными из них являются следующие: 1) коробление деталей, понижение механической прочности материалов и в результате этого растрескивание головки и цилиндра двигателя; 2) прогорание выпускных клапанов и клапанных гнезд; 3) ухудшение смазки и заедание поршневых колец о стенки цилиндра вследствие разложения (карбонизации) и пригорания смазочного масла на стенках гильзы цилиндра; 4) появление детонаций и преждевременных вспышек в двигателях с внешним смесеобразованием.

В связи с этим для обеспечения допустимой температуры стенок необходим принудительный интенсивный отвод тепла от цилиндра, крышки, а иногда и от поршня двигателя. Количество отводимого от двигателя тепла при этом составляет 15÷30% от всего тепла, внесенного топливом. Отсюда следует, что охлаждать стенки цилиндра и крышки (головки) двигателя нужно до известного предела: чрезмерное охлаждение из-за увеличения тепловых потерь ухудшает экономичность и уменьшает мощность установки.

По способу отвода тепла охлаждение двигателя может быть жидкостным и воздушным.

Ж и д к о с т н о е о х л а ж д е н и е. При жидкостном охлаждении применяется вода, которая омывает стенки цилиндра и головку двигателя. Охлаждающая вода под небольшим давлением подается в нижнюю часть рубашки цилиндра, откуда проходит к крышке и, охлаждая при этом детали двигателя, сама нагревается до температуры 70÷95° С. В зависимости от способа циркуляции охлаждающая вода может быть после двигателя направлена в радиатор, в градирню или в сточную трубу, если охлаждение производится проточной водой. В стационарных двигателях большей частью охлаждающую воду после двигателя направляют в градирню, где она охлаждается и затем обратно насосом подается в рубашку цилиндра двигателя. При охлаждении проточной водой последняя вторично к двигателю не возвращается. Воду в этом случае берут из водопровода, из реки или из другого естественного источника.

В транспортных двигателях горячая вода после двигателя охлаждается в специальном холодильнике (радиаторе), откуда обратно поступает в двигатель. Схема циркуляции воды при установках с радиатором показана на рис. 3-47. Из нижней коробки радиатора 7 по трубопроводу 5 вода поступает к водяному насосу (помпе) 4 и далее подается в водяную рубашку блока и к головке двигателя. Затем по трубопроводу 2 горячая вода попадает в верхнюю коробку 1 радиатора, где в трубках радиатора 6 охлаждается сильным воздушным потоком, создаваемым вентилятором 3. Для циркуляции воды применяются центробежные водяные насосы низкого давления.

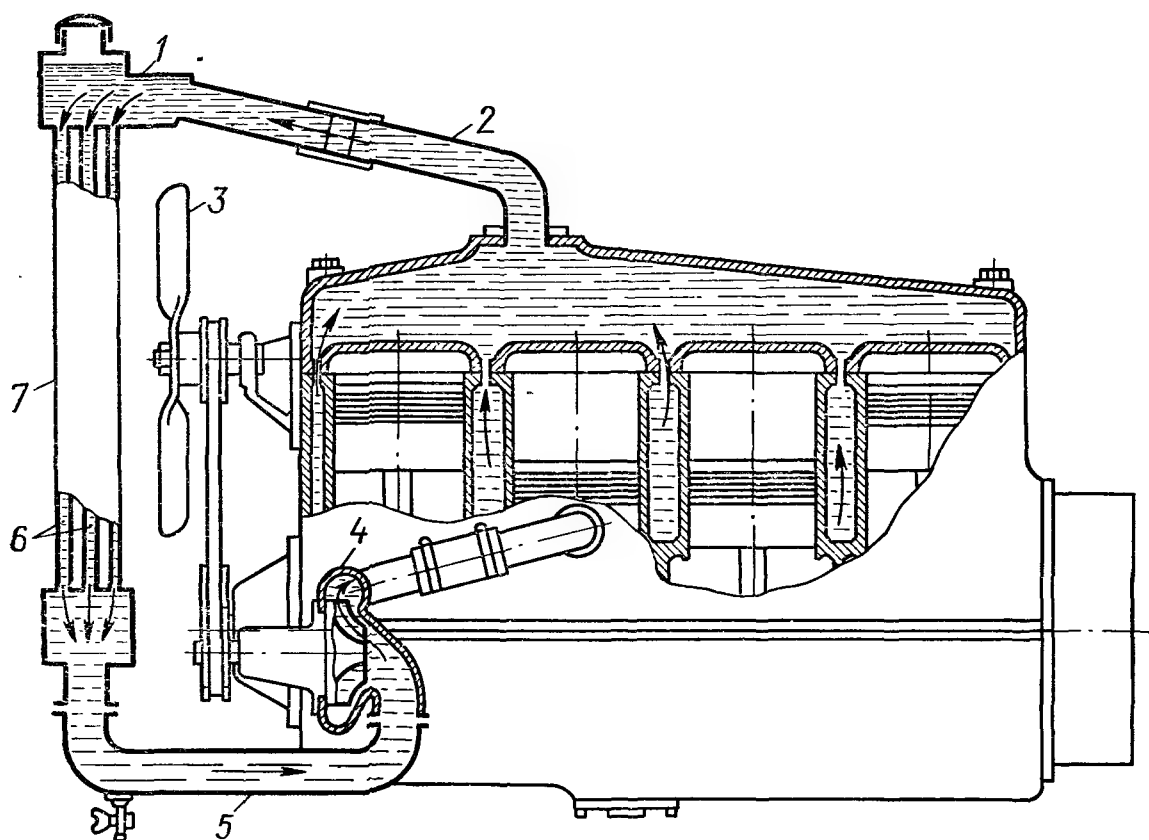


Рис. 3-47. Схема циркуляции воды в транспортном двигателе

В некоторых малолитражных двигателях полустационарного типа циркуляция воды иногда осуществляется по термосифонной системе охлаждения. Этот принцип основан на разности удельных весов горячей и холодной воды. При этом вода в рубашке двигателя, нагреваясь от горячих стенок, имеет меньший удельный вес, нежели холодная, поднимается вверх и поступает в верхнюю коробку радиатора. Далее, охлаждаясь в трубке, вода стремится в нижнюю коробку, откуда поступает вновь в рубашку двигателя.

В транспортных двигателях в зимнее время иногда воду заменяют жидкостями, замерзающими при более низких температурах, — антифризами. В качестве антифриза часто используются растворы

глицерина и гликолей или воды и спирта. Это позволяет избежать во время стоянки в холодную погоду замерзания охлаждающей жидкости. Ни в коем случае нельзя допустить замерзания воды в двигателе: вода при этом расширяется, в результате разрываются стенки цилиндра и головка двигателя.

Воздушное охлаждение. При воздушном охлаждении передача тепла от горячих стенок цилиндра и головки в окружающую среду достигается обдувом горячих поверхностей двигателя потоком воздуха. Коэффициент теплоотдачи от стенок к воздуху гораздо ниже,

чем к воде, поэтому поверхности цилиндра и головки двигателя при воздушном охлаждении для отвода тепла бывает недостаточно. Чтобы повысить теплоотдачу от цилиндра и головки, увеличивают площадь поверхности охлаждения двигателя ребрами (рис. 3-48). Для предохранения деталей двигателя от коробления максимальная температура нагрева головки при современных материалах не должна превышать $240 \div 270^{\circ}\text{C}$, а допустимая температура внутренней поверхности цилиндра во избежание разложения слоя масла на его стенках и залипания поршневых колец должна быть ниже 200°C .

Для принудительного обдува цилиндров стационарных двигателей применяются центробежные или осевые вентиляторы. Для равномерного охлаждения наиболее нагретых мест устанавлива-

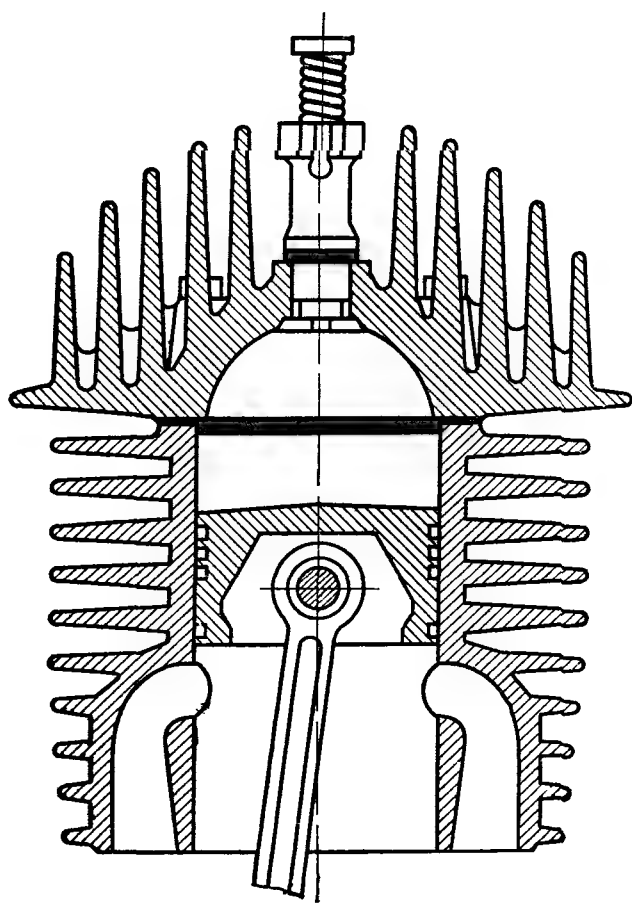


Рис. 3-48. Цилиндр и головка двигателя с воздушным охлаждением

ются направляющие кожуха, что предохраняет от перегревов отдельные участки двигателя (цилиндр и особенно головку двигателя).

Перегрев стенок и в особенности разница между температурами его отдельных точек при воздушном охлаждении получаются гораздо выше, чем при водяном. В связи с тем что система воздушного охлаждения двигателя конструктивно более проста, она получила довольно широкое распространение. Воздушное охлаждение применяется в мотоциклетных и в авиационных поршневых двигателях малой мощности. Кроме того, часто применяют воздушное охлаждение в малолитражных автомобильных двигателях и небольших передвижных установках. Мощные двигатели всегда имеют жидкостное охлаждение.

§ 3-18. Конструкции двигателей внутреннего сгорания

Конструкции двигателей внутреннего сгорания разнообразны. Ниже приводятся конструктивные устройства четырех типов двигателей (карбюраторных, дизелей, турбопоршневых и газовых), широко распространенных в народном хозяйстве.

Карбюраторные двигатели

Карбюраторные двигатели по сравнению с дизелями работают с меньшим коэффициентом избытка воздуха (всасываемый в цилиндр воздух используется более эффективно), максимальное давление сгорания в них ниже. Они более быстроходны. Вследствие всего этого карбюраторные двигатели получаются легкими, и удельная мощность их значительно больше, чем у дизелей.

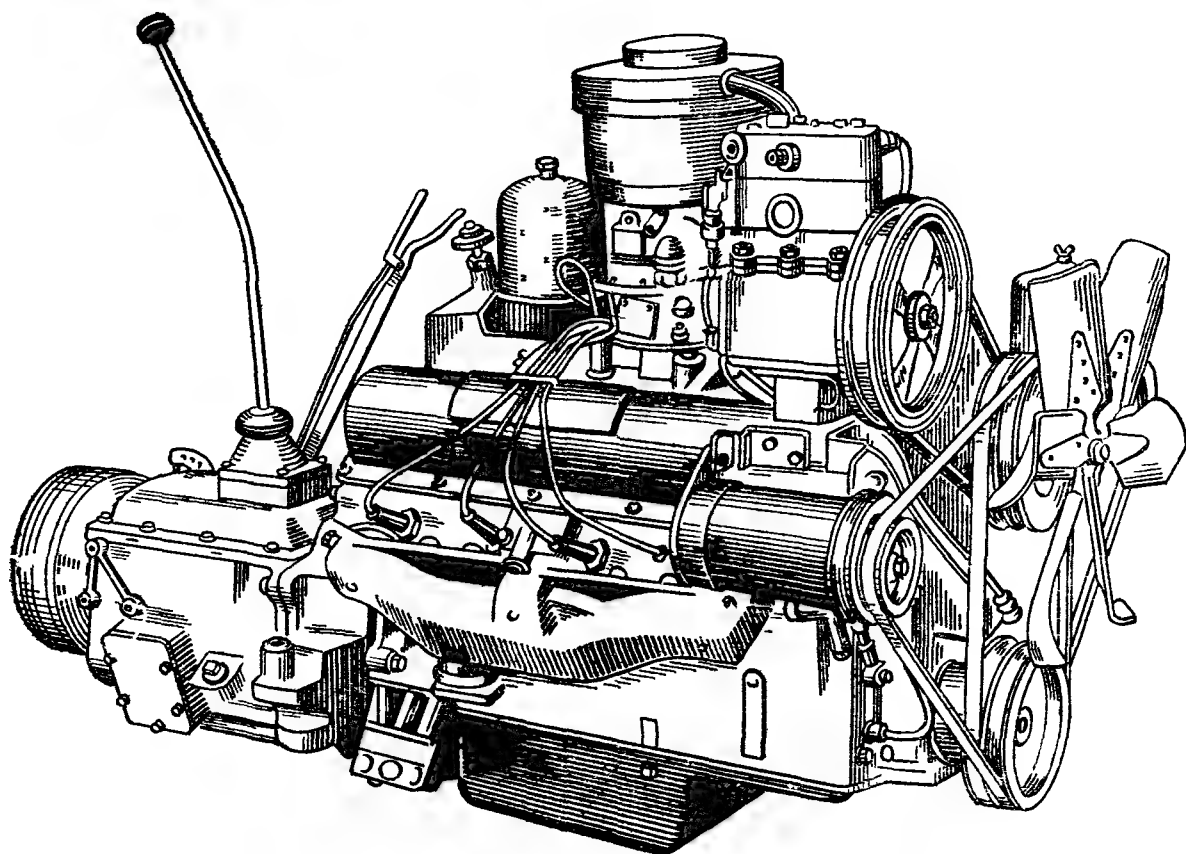


Рис. 3-49. Общий вид двигателя ЗИЛ 130 со сцеплением и коробкой передач

Двигатель ЗИЛ-130. Двигатели ЗИЛ-130 (рис. 3-49) устанавливаются на грузовые автомобили Московского автомобильного завода им. Лихачева. Это карбюраторный, четырехтактный, V-образный, восьмицилиндровый двигатель с водяным охлаждением. Диаметр цилиндра 100 мм, ход поршня 95 мм, рабочий объем двигателя 6 л, степень сжатия 6,5, угол развала между цилиндрами 90°. Максимальная мощность двигателя 125 кВт = 170 л. с. при 3600 об/мин.

Двигатель имеет ограничитель числа оборотов. При ограничителе максимальное число оборотов 3100 об/мин и максимальная мощность 110 кВт = 150 л.с. Минимальный удельный расход топлива 326 г/(кВт·ч); сухой вес двигателя 447 кг.

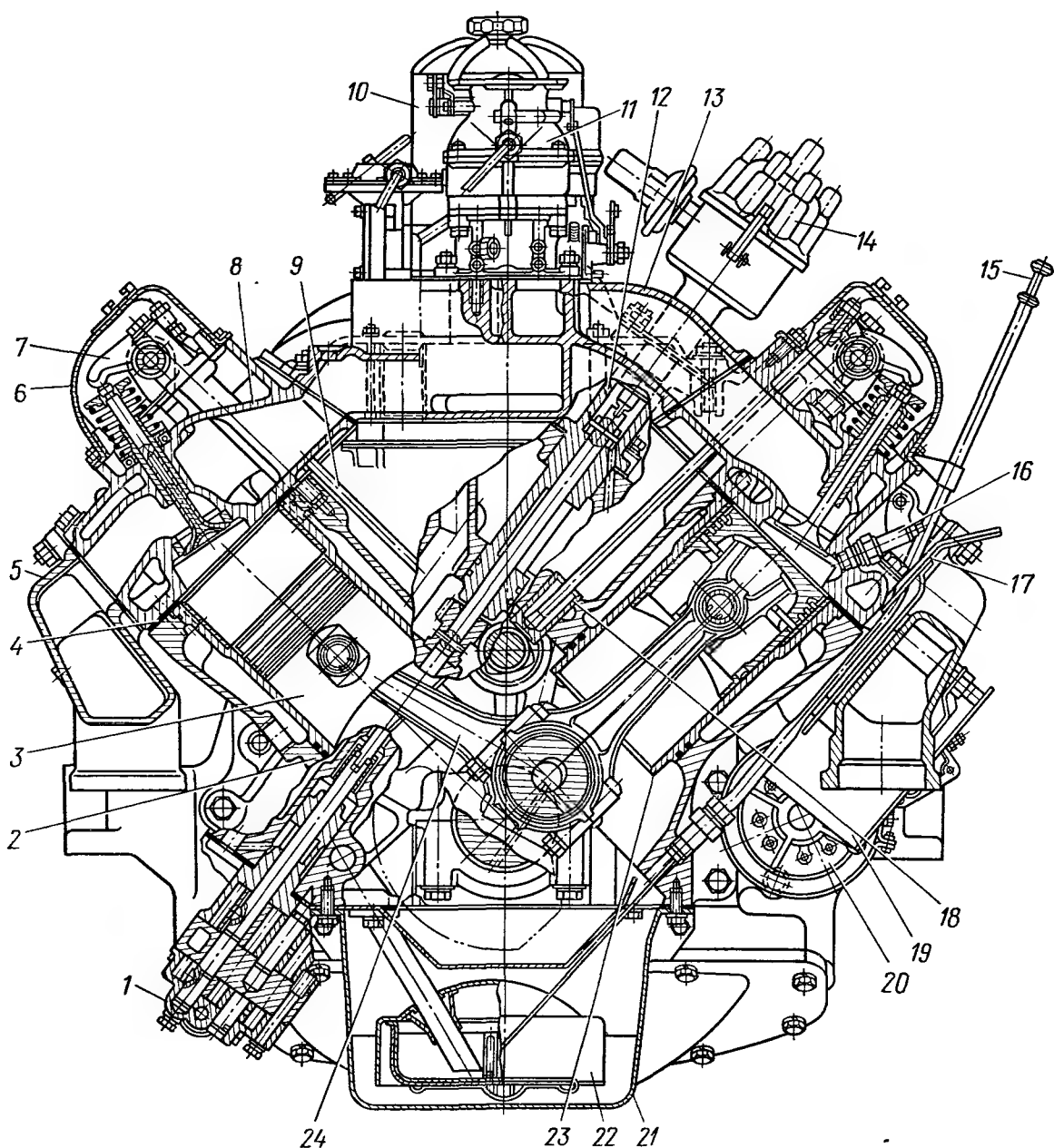


Рис. 3-50. Поперечный разрез карбюраторного двигателя ЗИЛ-130:

1 — шестеренчатый масляный насос; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень двигателя; 4 — сталеасбестовая прокладка головки блока; 5 — выпускной трубопровод; 6 — крышка головки блока; 7 — коромысло; 8 — головка блока; 9 — штанга толкателя; 10 — фильтр центробежной очистки масла; 11 — карбюратор; 12 — корпус привода прерывателя-распределителя; 13 — впускной трубопровод; 14 — прерыватель-распределитель зажигания; 15 — маслоизмерительный стержень; 16 — свеча зажигания; 17 — щиток свечей зажигания; 18 — толкатель; 19 — щиток статора; 20 — статор; 21 — поддон картера; 22 — маслоприемник; 23 — гильза цилиндра; 24 — шатун

Блок цилиндров двигателя (рис. 3-50 и 3-51) [11] отливается из серого чугуна, имеет два ряда цилиндрических гнезд. Для большей жесткости нижняя плоскость разъема блока находится ниже оси коленчатого

вала. Снизу блок цилиндров герметично закрыт поддоном, который уплотняется прокладкой и крепится к блоку болтами. Гильзы цилиндров вставные, чугунные, в верхней части уплотняются от просачивания охлаждающей воды буртом гильзы и прокладкой, в нижней части — резиновыми уплотняющими кольцами. Для повышения коррозионной стойкости гильзы в ее верхнюю часть запрессована специальная вставка из легированного чугуна.

На двигатель устанавливаются 2 разъемные головки, которые отлиты из алюминиевого сплава. Крепится головка к блоку 17 болтами. Из них 4 болта одновременно служат еще и для крепления к головке стоек оси коромысел. Для центровки головки на блок запрессованы 2 штифта. Для герметичности между блоком и головкой устанавливается сталеасбестовая прокладка. С наружной стороны блока к головкам крепятся выпускные трубопроводы, с внутренней стороны, — впускные трубопроводы. Выпускные трубопроводы отлиты из серого чугуна, а впускные — из алюминиевого сплава. В головку цилиндров вставлены седла из жаропрочной стали и запрессованы направляющие втулки для клапанов. Клапаны изготовлены из жаростойкой стали. Высота подъема каждого клапана — 10,25 мм. Для повышения стойкости стержень выпускного клапана наполняется изнутри натриевым охладителем, а для увеличения износостойкости на рабочей фаске тарелки клапана делается наплавка из жаростойкого сплава.

Коленчатый вал стальной, кованый, пятиопорный, покоится на пяти коренных подшипниках. В шатунных шейках коленчатого вала имеются центробежные ловушки для очистки масла.

Вкладыши коренных и шатунных подшипников тонкостенные, легкосъемные, изготовлены из стальной ленты с медно-никелевым подслоем, покрытым антифрикционным сплавом толщиной 0,08÷0,12 мм. Задний и передний коренные подшипники коленчатого вала для устранения утечки масла имеют сальниковые уплотнения; кроме того, на заднем конце шейки вала имеются маслосгонные спиральные канавки и для слива масла — отверстие в коренном подшипнике. На первом коренном подшипнике для фиксации коленчатого вала от осевых перемещений имеются упорные стальные шайбы, на которые наплавлены антифрикционный сплав.

Чугунный маховик крепят к фланцу коленчатого вала 6 болтами. На маховик надет прессовой посадкой стальной зубчатый венец, который служит для вращения коленчатого вала от стартера при пуске двигателя. В торец вала для пусковой рукоятки установлен храповик.

Распределительный вал стальной, кованый, пятиопорный, приводится во вращение парой шестерен с косыми зубьями.

Коренные и шатунные шейки коленчатого вала, опорные шейки, кулачки и эксцентрики распределительного вала подвергаются термической закалке током высокой частоты.

Поршень отлит из алюминиевого сплава, трущиеся поверхности его покрыты оловом. На каждом поршне установлены 3 компрессионных и 1 составное маслосъемное кольцо. Верхние 2 компрессионные

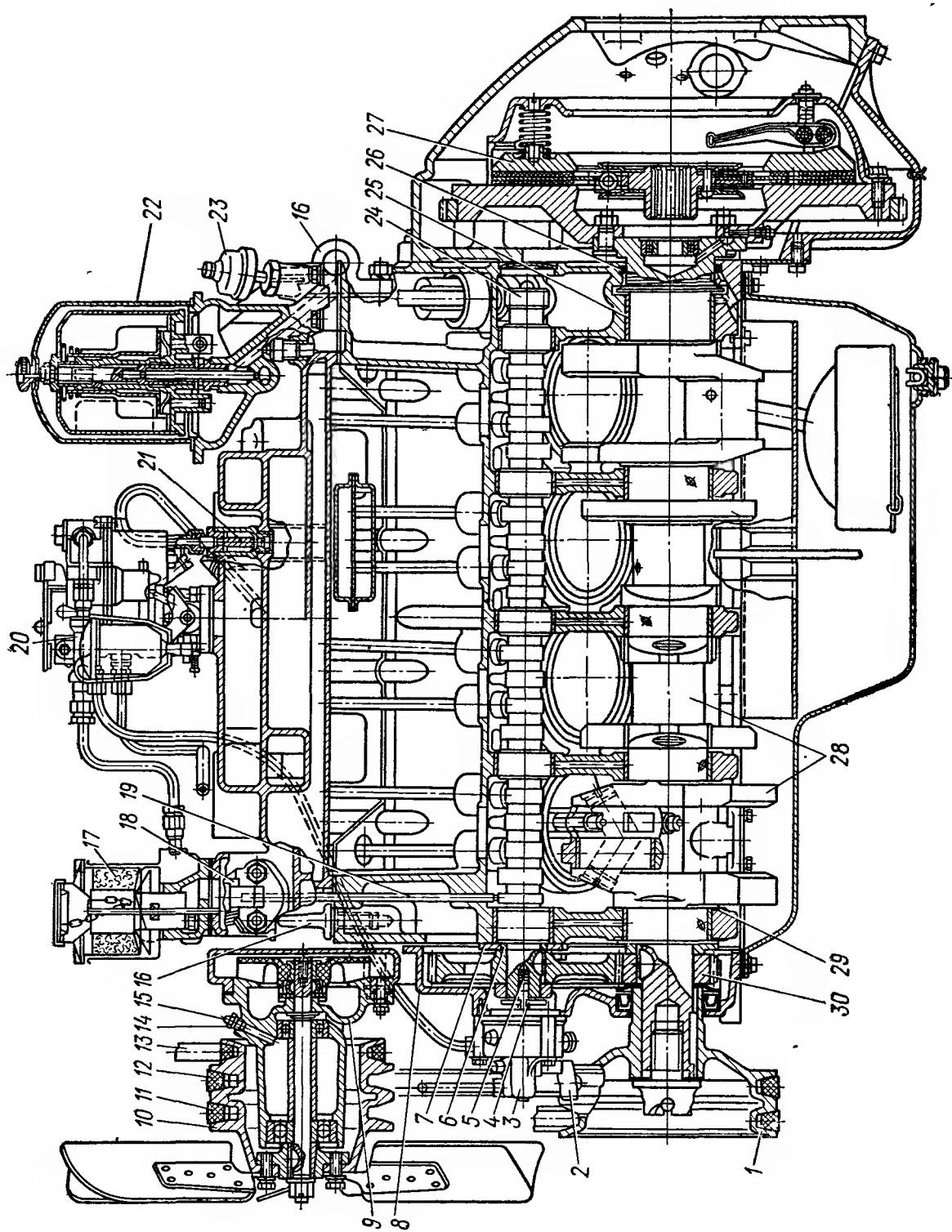


Рис. 3-51. Продольный разрез карбюраторного двигателя ЗИЛ-130:

1 — шкив коленчатого вала; 2 — указатель установки зажигания; 3 — датчик ограничителя оборотов; 4 — вал привода датчика ограничителя; 5 — пружина валика; 6 — распорное кольцо; 7 — упорный фланец; 8 — крышка распределительных шестерен; 9 — водяной насос; 10 — шкив водяного насоса и вентилятора; 11 — ремень привода генератора; 12 — ремень привода насоса гидроусилителя рулевого управления; 13 — ремень привода компрессора; 14 — пробка; 15 — масленка; 16 — скобы для поддона двигателя; 17 — фильтр вентиляции картера; 18 — топливный насос; 19 — штанга для привода топливного насоса; 20 — фильтр тонкой очистки топлива; 21 — клапан системы вентиляции картера; 22 — фильтр центробежной очистки масла; 23 — датчик указателя давления масла в системе смазки двигателя; 24 — распределительный вал двигателя; 25 — впускной клапан; 26 — сальник заднего коренного подшипника; 27 — сцепление; 28 — коленчатый вал; 29 — упорная шайба для фиксации коленчатого вала; 30 — ведущая шестерня для привода распределительного вала

кольца с наружной цилиндрической поверхности покрыты пористым хромом. Компрессионные кольца изготавливаются из легированного молибденом серого чугуна, маслосъемные кольца — стальные.

Поршневой палец плавающий, пустотелый, изготовлен из хромистой стали и закален током высокой частоты; фиксируется от осевых перемещений двумя стопорными кольцами, которые устанавливаются в проточках бобышек поршня.

Шатуны двутаврового сечения, кованые, из углеродистой стали; нижняя головка шатуна имеет объемную крышку, которая крепится болтами. Затяжка гаек болтов шатуна производится динамометрическим ключом. В верхнюю головку шатуна запрессовывается бронзовая втулка.

Система питания двигателя (рис. 3-52) состоит из топливного насоса, фильтра тонкой очистки, карбюратора К-88А, канала для подвода воздуха и воздушного фильтра. Бензин засасывается из бака топливным насосом и подается через фильтр тонкой очистки в карбюратор. До насоса бензин проходит сетчатый фильтр, находящийся внутри топливного бака, и затем фильтр-отстойник. Топливный насос диафрагменный, имеет рычаг для ручной подкачки топлива, приводится в движение от эксцентрика распределительного вала. Воздух под действием разрежения, создаваемого в цилиндрах двигателя, поступает через воздушный канал в масляно-инерционный воздушный фильтр, затем в диффузор карбюратора и далее в смеси с топливом — в цилиндры двигателя. Бензин, употребляемый для двигателя ЗИЛ-130, должен иметь октановое число не ниже 76.

Смазка трущихся деталей двигателя осуществляется под давлением, самотеком и разбрызгиванием. Система смазки (рис. 3-53) включает маслоприемник, масляный насос, фильтр грубой и центробежной очистки и масляный радиатор. Масло засасывается масляным насосом 3 через маслоприемник 17 из поддона картера и подается к пластинчатому фильтру 5 грубой очистки, после которого масляный поток делится на две части. Одна часть потока (около половины) поступает в фильтр центробежной очистки 6 и затем сливается обратно в поддон картера. Другая часть потока через распределительную камеру 7 идет в продольные магистральные каналы 12 и 16 и оттуда в коренные подшипники коленчатого вала. Затем по сверлению в коленчатом валу масло подается к подшипникам шатунной шейки. От коренных подшипников масло поступает также и к подшип-

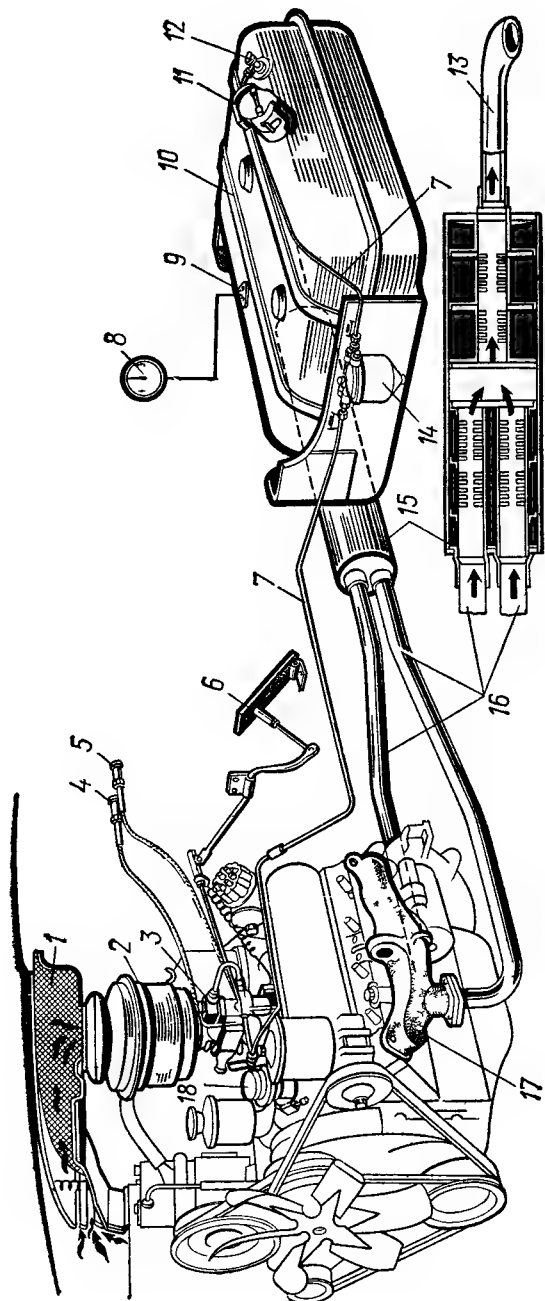


Рис. 3-52. Схема системы питания двигателя ЗИЛ-130:

1 — канал подвода воздуха к воздушному фильтру; 2 — воздушный фильтр; 3 — карбюратор К-88А; 4 — рукоятка ручного управления воздушной заслонкой; 5 — рукоятка ручного управления дросселями; 6 — педаль подачи топлива; 7 — топливопроводы; 8 — указатель уровня топлива в баке; 9 — датчик указателя уровня топлива; 10 — топливный бак; 11 — крышка горловины топливного бака; 12 — кран для забора топлива насосом; 13 — выпускная труба глушителя; 14 — фильтр-отстойник; 15 — глушитель; 16 — приемные трубы глушителя; 17 — выпускной трубопровод; 18 — топливный насос

никам распределительного вала. Из отверстия нижней головки шатуна масло пульсирующим потоком разбрызгивается на стенку цилиндра и оттуда через сверления в канавке маслосъемного кольца попадает во внутренние полости бобышек и верхней головки шатуна для смазки поршневого пальца. Для смазки клапанного механизма масло подается по каналу 8 из средней шейки распределительного вала.

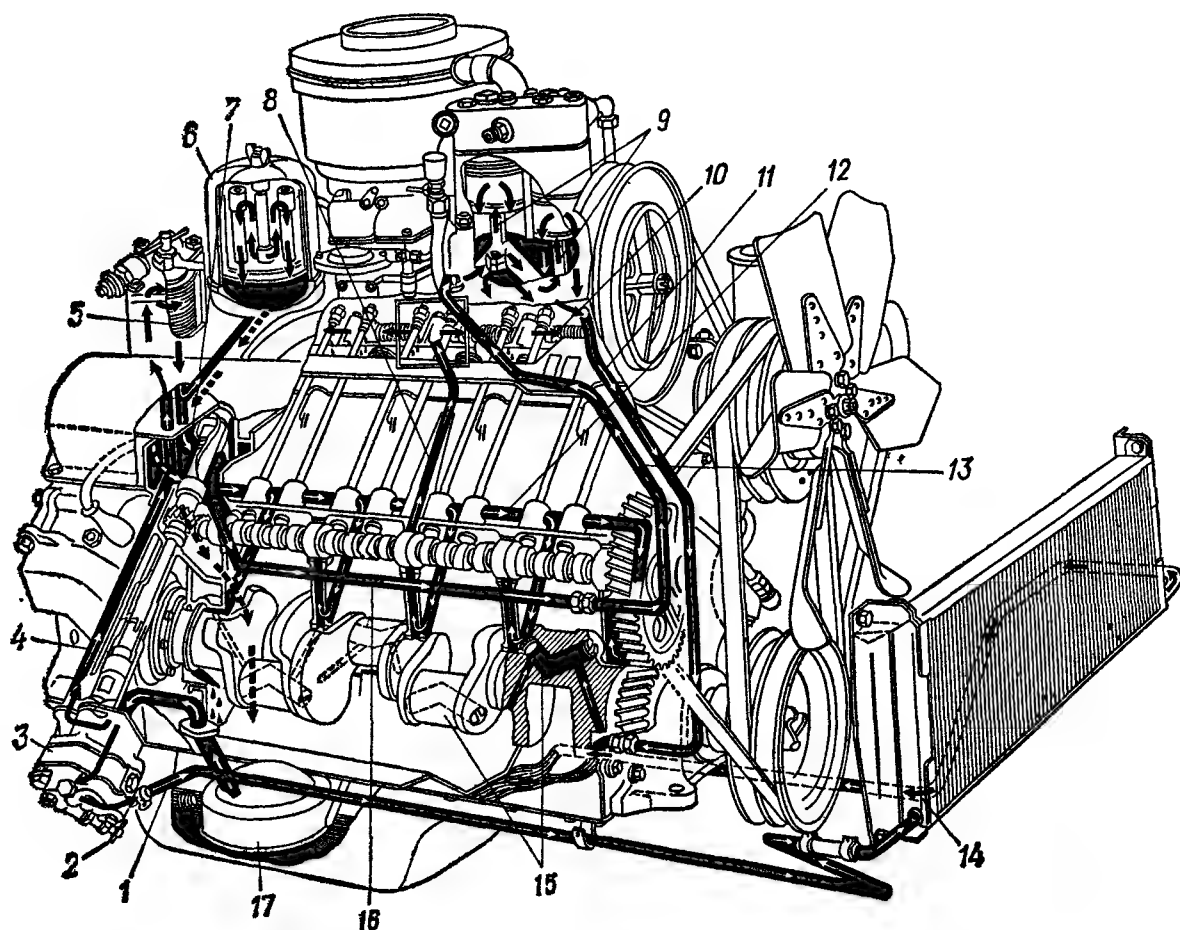


Рис. 3-53. Схема системы смазки двигателя ЗИЛ-130:

1 — трубопровод подачи масла в масляный радиатор; 2 — кран включения масляного радиатора; 3 — масляный насос; 4 — канал, подводящий масло от насоса к фильтрам; 5 — фильтр грубой очистки; 6 — фильтр центробежной очистки; 7 — маслораспределительная камера; 8 — канал подачи масла к коромыслам; 9 — подача масла к кривошипно-шатунной группе компрессора; 10 — смазка оси коромысла; 11 — трубопровод для слива масла из компрессора; 12 — левый магистральный канал; 13 — трубопровод подачи масла к компрессору; 14 — трубопровод для слива масла из радиатора; 15 — центробежные ловушки для очистки масла в шатунных шейках коленчатого вала; 16 — правый магистральный канал; 17 — маслоприемник

На двигатель установлен шестеренчатый двухсекционный масляный насос (рис. 3-54). Из верхней секции насоса масло под давлением $2,75 \div 3,3$ бар подается в систему смазки двигателя, а из нижней под давлением $1,2 \div 1,5$ бар — в масляный радиатор, который монтируется перед водяным радиатором. Для поддержания необходимого давления в верхней секции насоса имеется редукционный клапан, в нижней — перепускной клапан.

Охлаждение двигателя жидкостное с принудительной циркуляцией охлаждающей воды (рис. 3-55). В зимнее время воду можно заменить антифризом. Температура охлаждающей жидкости должна быть в пределах $80 \div 95^\circ \text{C}$. Радиатор трубчато-ленточный, трехрядный; охлаждающие ленты изготовлены из меди. Циркуляция жидкости обеспечивается центробежным водяным насосом. Вентилятор и водяной насос находятся на одном валу и приводятся в движение от шкива коленчатого вала при помощи двух клиновых ремней. Вентилятор

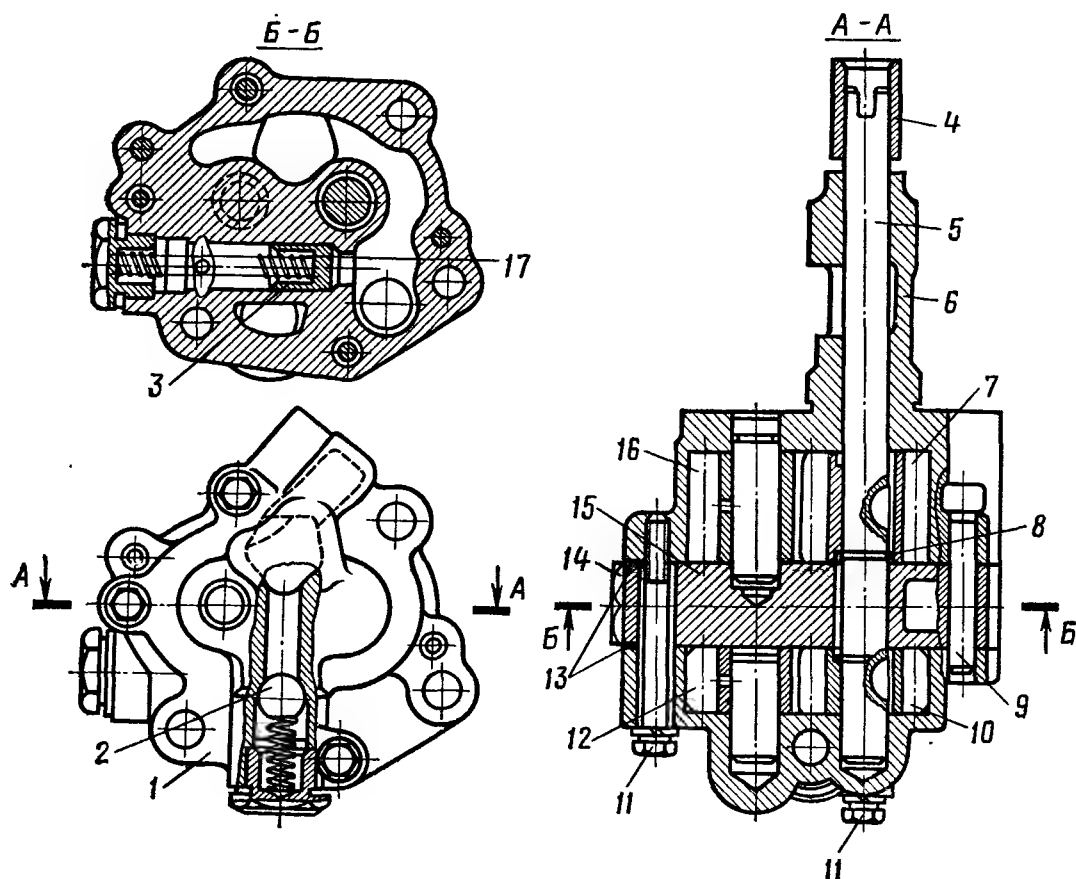


Рис. 3-54. Масляный насос:

1 — корпус нижней секции; 2 — перепускной клапан; 3 — плунжер редукционного клапана; 4 — центрирующая втулка; 5 — вал насоса; 6 — корпус верхней секции; 7 — ведущая шестерня верхней секции; 8 — стопорное кольцо; 9 — штифт; 10 — ведущая шестерня нижней секции; 11 — болты; 12 — ведомая шестерня нижней секции; 13 — прокладка; 14 — пробка; 15 — промежуточная крышка насоса; 16 — ведомая шестерня верхней секции; 17 — пружина редукционного клапана

шестилопастный, для повышения скорости проходящего через радиатор воздуха заключен в направляющий диффузор. В верхнем патрубке системы охлаждения установлен термостат, который изменением интенсивности циркуляции воды через радиатор автоматически поддерживает необходимую температуру охлаждающей жидкости и обеспечивает быстрый прогрев двигателя при пуске.

Во время работы картер двигателя вентилируется. Газы через специальный клапан и газоотводящую трубку отсасываются из картера в центральную часть впускного трубопровода. Для отделения

масла от картерных газов перед отсосным клапаном установлен маслоуловитель. Свежий воздух по маслосливной трубе поступает в картер. Для очистки воздуха на маслосливной трубе установлен фильтр.

Пуск двигателя осуществляется стартером СТ130 — четырехполюсным 12-вольтовым электродвигателем с муфтой свободного хода.

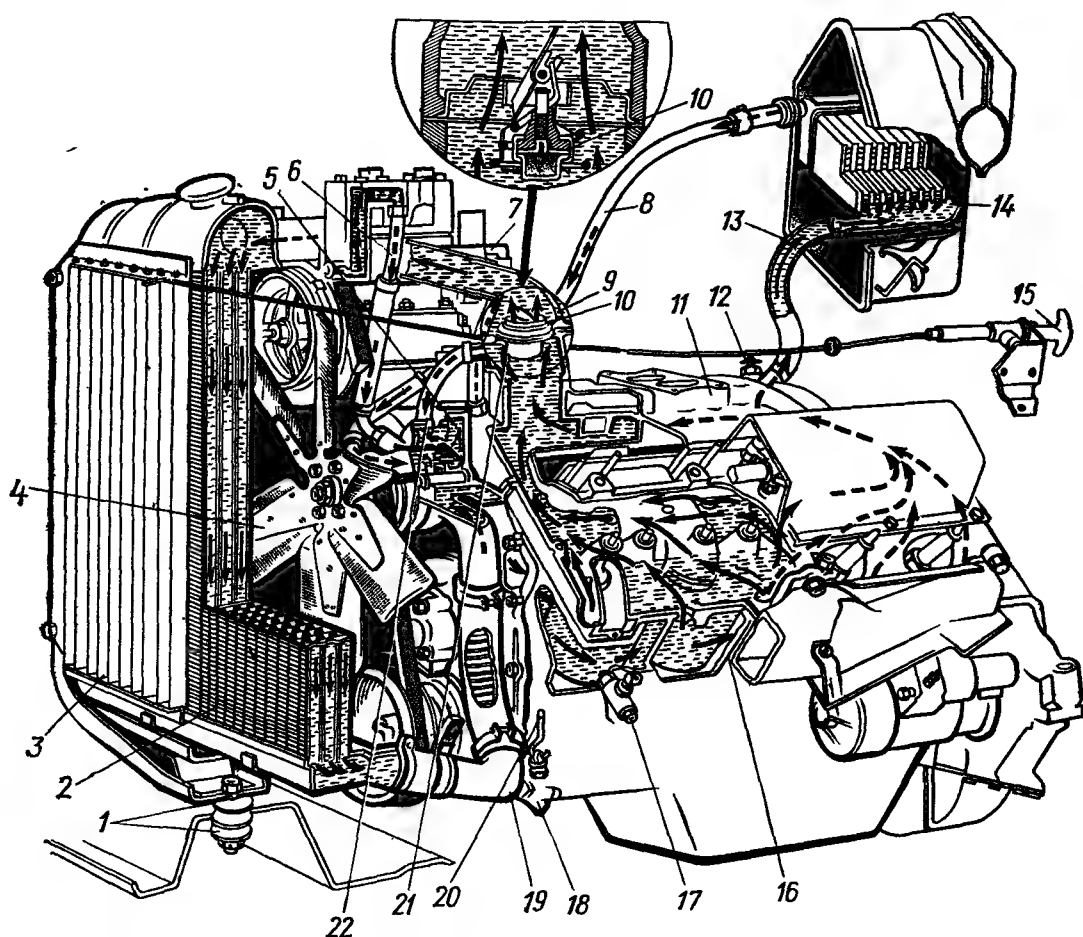


Рис. 3-55. Схема системы охлаждения двигателя ЗИЛ-130:

1 — подвеска радиатора; 2 — трубчатый радиатор с охлаждающими пластинами; 3 — жалюзи радиатора; 4 — вентилятор; 5 — водяной насос; 6 — шланг отвода воды от компрессора; 7 — шланг подвода воды к компрессору; 8 — трубка отвода воды от отопителя; 9 — верхний патрубок; 10 — термостат; 11 — впускной трубопровод; 12 — кран перекрытия воды для отопителя; 13 — шланг подвода воды к отопителю; 14 — отопитель кабины; 15 — рукоятка управления жалюзи; 16 — блок цилиндров; 17 — кран спуска воды из рубашки охлаждения блока цилиндров; 18 — кран спуска воды из радиатора; 19 — нижний патрубок радиатора; 20 — тяга управления спускным краном; 21 — нижний патрубок; 22 — дополнительный шланг

Электродвигатель питается током от аккумуляторной батареи напряжением 12 В. При пуске шестерня привода стартера передает движение через зубчатый венец маховика коленчатому валу. После пуска двигателя шестерня привода из ведущего становится ведомой и автоматически выходит из зацепления. Для зарядки аккумуляторной батареи на двигателе монтируется электрогенератор, приводимый в движение ременной передачей от переднего конца коленчатого вала. Реле-регулятор, соединенный с генератором, обеспечивает постоянное напряжение, автоматическое включение и выключение генератора и защиту его от перегрузки.

Для получения сжатого воздуха, необходимого для пневматического привода тормозов автомобиля и для других целей, на двигателе смонтирован одноступенчатый двухцилиндровый поршневой компрессор.

Дизели

В дизелях исключается создание топливно-воздушной смеси вне цилиндра двигателя, а для приготовления такой смеси в цилиндре отводится крайне мало времени. В связи с этим качество смесеобразования в дизелях по сравнению с карбюраторными двигателями оказывается ниже.

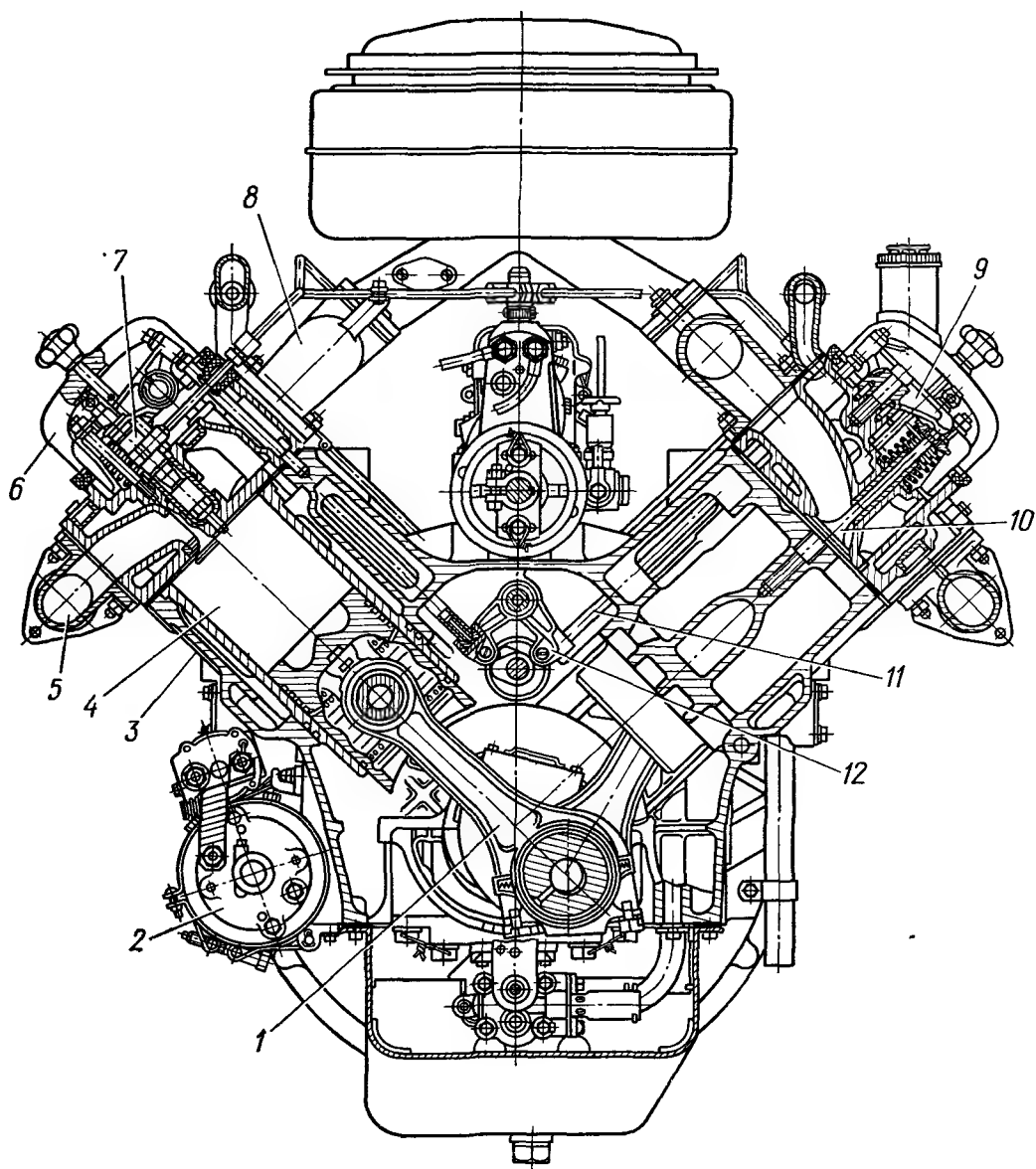


Рис. 3-56. Поперечный разрез дизеля ЯМЗ-238:

1 — шатун; 2 — электростартер; 3 — блок-картер; 4 — гильза цилиндра двигателя; 5 — выпускной трубопровод; 6 — крышка головки цилиндров; 7 — форсунка; 8 — впускной трубопровод; 9 — коромысло; 10 — впускной клапан; 11 — штанга толкателя; 12 — толкатель

Дизели имеют больший удельный вес и требуют повышенных затрат на изготовление при одних и тех же мощностях по сравнению с карбюраторными двигателями. Но высокая топливная экономичность их дает возможность сравнительно быстро окупить повышенные пер-

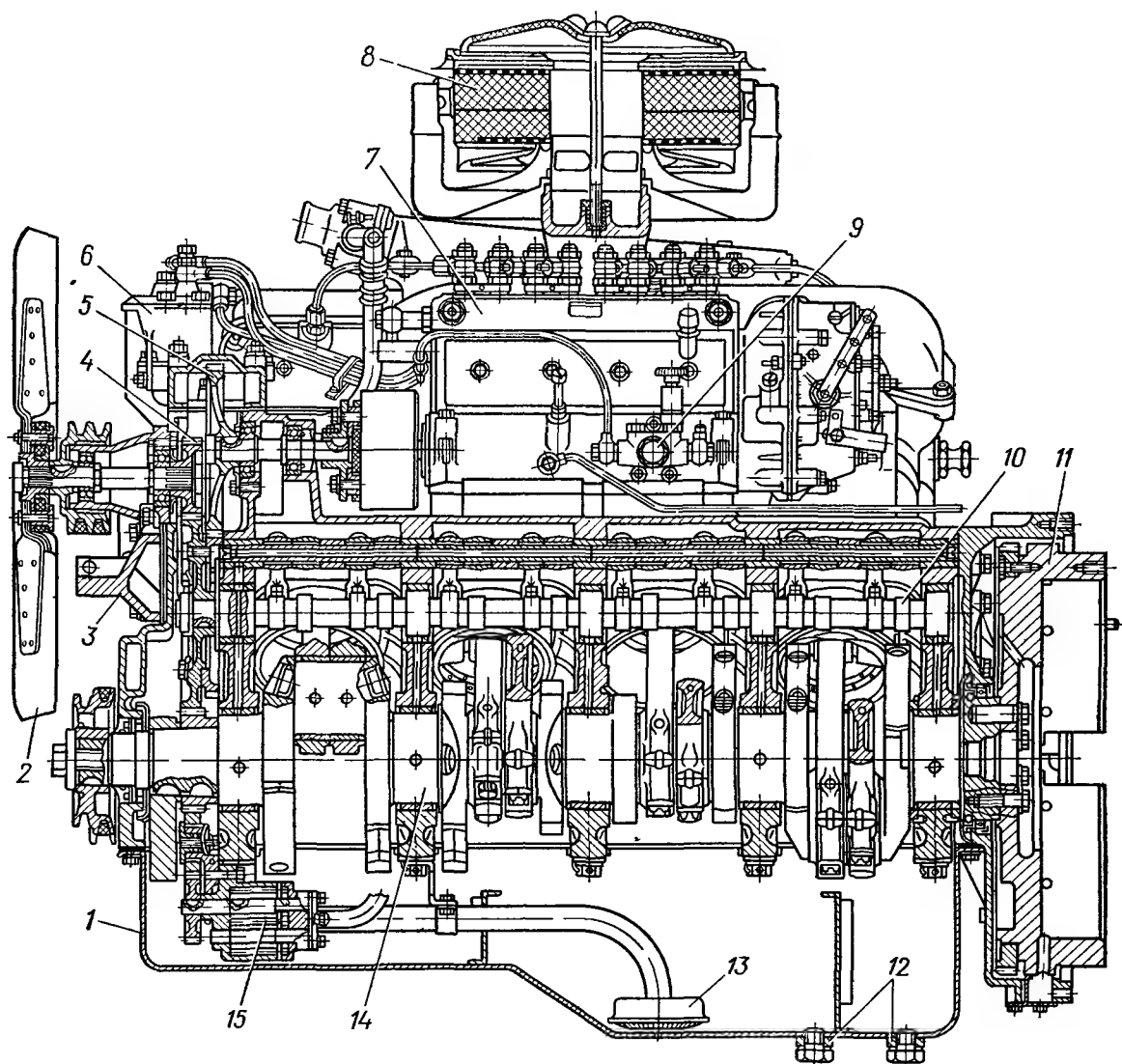


Рис. 3-57. Продольный разрез дизеля ЯМЗ-238:

1 — поддон двигателя; 2 — крыльчатка; 3 — кронштейн; 4 — шестерня привода вентилятора, 5 — шестерня привода топливного насоса, 6 — фильтр тонкой очистки топлива; 7 — топливный насос высокого давления, 8 — воздушный фильтр; 9 — топливоподкачивающий насос; 10 — распределительный вал, 11 — маховик, 12 — бобышки для слива отработавшего масла, 13 — сетчатый заборник, 14 — коленчатый вал; 15 — масляный насос

воначальные затраты, и в эксплуатации они более выгодны. Поэтому в ряде областей народного хозяйства, в особенности в стационарных установках, судах, тепловозах, тракторах, грузовых автомобилях большой грузоподъемности, применяются в основном дизели.

Двигатели Ярославского моторного завода ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 (рис. 3-56 и 3-57). Дизели ЯМЗ устанавливаются на автомобили большой грузоподъемности (тягачи, самосвалы) и на колесный трактор К-700. Кроме того, они применяются еще в качестве силовых агрегатов в передвижных электростанциях, речных

судах, землеройных машинах, экскаваторах, подъемных кранах, насосных и компрессорных станциях и в ряде других установок. Дизели ЯМЗ четырехтактные, водяного охлаждения, со струйным распыливанием топлива, имеют единую конструктивную схему и отличаются лишь количеством цилиндров. Дизели ЯМЗ-236 выполняются в шестицилиндровом и дизели ЯМЗ-238 — в восьмицилиндровом исполнении. Расположение цилиндров V-образное, с углом развала 90° . Диаметр цилиндра 130 мм, ход поршня 140 мм, рабочий объем каждого цилиндра 1,86 л, степень сжатия 16,5, номинальное число оборотов в минуту 2100. Номинальная мощность двигателя ЯМЗ-236 составляет $132,5 \text{ кВт} = 180 \text{ л.с.}$ и вес двигателя без вспомогательного оборудования 820 кг; для двигателя ЯМЗ-238 эти величины соответственно $177 \text{ кВт} = 240 \text{ л.с.}$ и 1010 кг.

На двигателе установлены топливный насос золотникового типа, регулятор всережимный, форсунка закрытая, с многодырчатый распылителем. Масляный насос шестеренчатый, давление масла в системе смазки при номинальном числе оборотов $4 \div 7$ бар.

Блок-картер отлит заодно со станиной в виде цельной отливки из низколегированного серого чугуна и является основной частью корпуса, к нему крепятся остальные детали и агрегаты двигателя.

Гильзы цилиндров толстостенные, отлиты из чугуна с перлитовой структурой.

Коленчатый вал кованый, стальной, покоится у 6-цилиндрового двигателя на четырех и у 8-цилиндрового — на пяти коренных подшипниках. Коренные и шатунные подшипники имеют сменные тонкостенные стальные вкладыши, залитые антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы толщиной $0,30 \div 0,65$ мм. Поверхности коренных и шатунных шеек глубиной $3 \div 4$ мм закаливаются с нагревом токами высокой частоты. В щеки вала двумя болтами крепятся противовесы. Коренные шейки вала развиты по диаметру (105 мм), но относительно короткие по длине; шатунные шейки, наоборот, имеют меньший диаметр (85 мм), но удлинены, чтобы посадить оба шатуна V-образного двигателя на общую шатунную шейку.

Шатун (рис. 3-58) кованый, с двутавровым сечением стержня, изготовлен из стали 40Х. Нижняя головка шатуна изготовлена с косым разъемом, крепится крышка к головке шатуна двумя болтами. Для подачи масла от нижней шатунной шейки к подшипнику поршневого пальца вдоль стержня шатуна просверлен канал.

Поршень двигателя изготовлен из высококремнистого алюминиевого сплава; для улучшения приработки поршня к зеркалу цилиндра поверхности юбки поршня покрыты оловом толщиной $3 \div 6$ мк. На наружной поверхности поршня имеются 5 специальных канавок, куда вставляются поршневые кольца: 3 верхние кольца компрессионные и 2 нижние (одно выше поршневого пальца, другое — ниже) маслоъемные. Для отвода масла, снимаемого кольцами с поверхности зеркала цилиндра, под маслоъемными кольцами просверлены отверстия диаметром 4 мм. Вес каждого поршня 2,78 кг.

Для обеспечения хорошего смесеобразования и сгорания топлива днище поршня имеет тороидальную форму. Поршневые кольца изго-

товлены из высокопрочного чугуна. Поршневой палец плавающего типа, изготовлен из стали 12ХНЗА; поверхность пальца цементируется и подвергается термической обработке.

Каждый ряд цилиндров имеет одну головку, отлитую из специального чугуна. Правая и левая головки взаимозаменяемы. Уплотнение

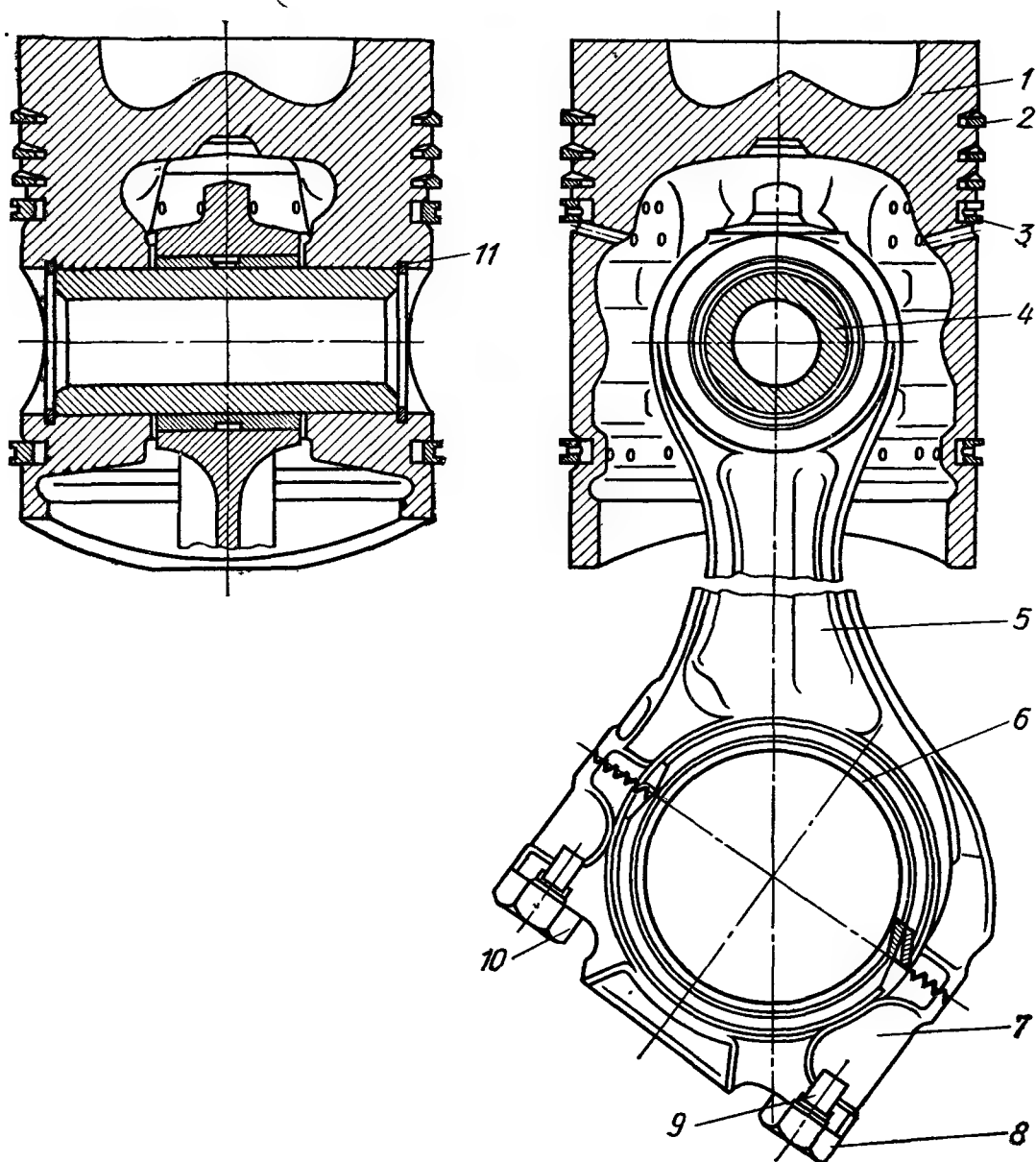


Рис. 3-58. Поршень с шатуном и кольцами в сборе:

1 — поршень; 2 — компрессионные кольца; 3 — маслосъемное кольцо; 4 — поршневой палец; 5 — шатун; 6 — вкладыш нижней головки шатуна; 7 — крышка шатуна; 8, 10 — болт крышки; 9 — замковая шайба; 11 — стопорное кольцо

между головкой и блоком обеспечивается прокладкой из сталеасбестового листа толщиной 1,4 мм. Внутри головки находятся впускные и выпускные каналы, на боковых поверхностях головки со стороны развала крепятся впускные трубопроводы для воздуха и отводящие трубы охлаждающей воды, а с наружной стороны — трубопроводы для отвода выпускных газов. В головке размещаются форсунки, кла-

паны, система крепления привода клапанов. Все эти приводы закрываются штампованной из листовой стали крышкой головки цилиндра. Для подвода охлаждающей воды в головке каждого цилиндра имеется по три отверстия. Вода поступает из блока к внутренней полости головки через эти отверстия и отводится в радиатор по верхним трубам, смонтированным на головках цилиндров.

На каждый цилиндр имеется один впускной и один выпускной клапан, диаметр тарелки впускного клапана составляет 61 мм, выпускного — 48 мм, высота подъема клапанов 13,5 мм.

Распределительный вал стальной, кованный, покоится у ЯМЗ-236 на четырех и у ЯМЗ-238 — на пяти опорных шейках, приводится в движение от коленчатого вала при помощи двух цилиндрических шестерен со спиральными зубьями. Кулачки и опорные шейки распределительного вала закалены на глубину 2,5÷3,5 мм токами высокой частоты.

Снизу блок-картер двигателя закрывается поддоном, который является еще и емкостью для смазочного масла. Штампованный из листовой стали поддон уплотняется пробковой прокладкой и крепится к блок-картеру болтами. В нижней части поддона имеются два отверстия, закрытые пробками. Они служат для слива отработавшего масла и для подачи масла при обкатке двигателя на заводе-изготовителе.

Смазочное масло из поддона двигателя (рис. 3-59) через сетчатый заборник отсасывается шестеренчатым насосом и подается к фильтру грубой очистки 2. Очищенное масло поступает в центральный масляный канал 5, откуда направляется по сверлениям в стенках блока во все трущиеся поверхности двигателя. Коренные и шатунные подшипники, подшипники распределительного вала, поршневого пальца, коромысел клапанов и толкателей смазываются под давлением. Параллельно центральному масляному каналу включен центробежный фильтр тонкой очистки 3, через который проходит примерно 10% циркулирующего в системе масла и сливается в поддон двигателя через сливной клапан 6. Масло для охлаждения забирается из поддона отдельной секцией масляного насоса и подается в радиатор, откуда после охлаждения сливается обратно в поддон.

Система подвода свежего воздуха в цилиндры двигателя состоит из воздушного фильтра и алюминиевых впускных трубопроводов (рис. 3-60). Внутри корпуса фильтра имеется масляная ванна и фильтрующий элемент — пакеты фильтрующей набивки из капронового волокна. Всасываемый воздух, двигаясь над поверхностью масляного слоя, резко меняет свое направление и благодаря этому освобождается от более крупных частиц пыли. Далее воздух проходит через фильтрующую набивку, освобождается от мелких частиц пыли и поступает во впускной трубопровод. При эксплуатации двигателя воздушный фильтр проходит периодическое техническое обслуживание, при этом его разбирают, промывают фильтрующий элемент и заливают в масляную ванну фильтра свежее масло до определенного уровня. Конструкция фильтра предусматривает глушение шума, возникающего при быстром движении потока воздуха.

Т у р б о п о р ш н е в о й (к о м б и н и р о в а н н ы й) д в у х-

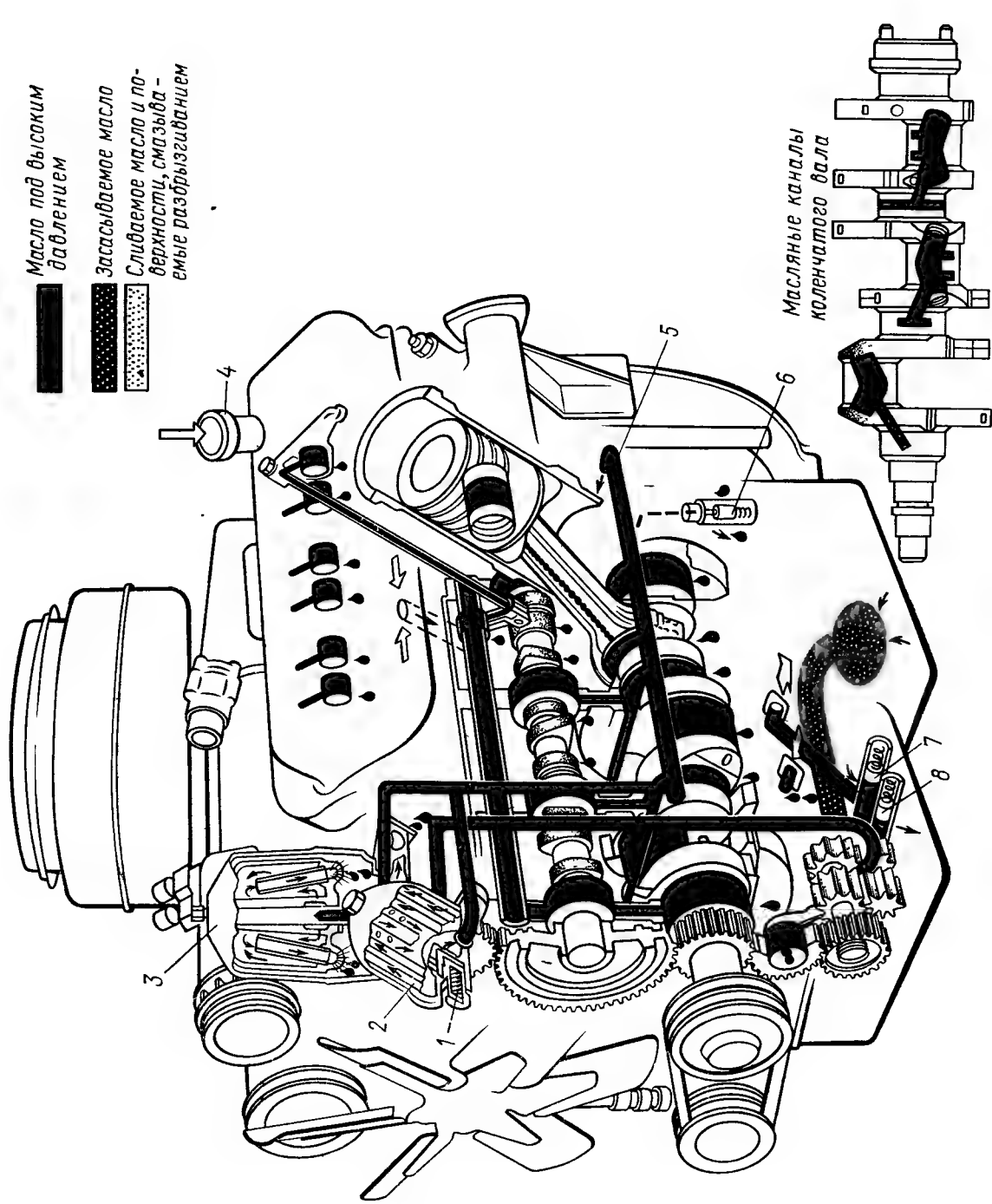


Рис. 3-59. Схема системы смазки дизеля ЯМЗ-236:

1 — перепускной клапан; 2 — фильтр грубой очистки; 3 — центральный масляный канал; 4 — тонкий фильтр очистки; 5 — центральный масляный канал; 6 — сливной клапан; 7 — предохранительный клапан радиаторной секции; 8 — редукционный клапан нагнетающей секции

тактный двигатель 10ДН $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ (10Д100). Двигатель 10Д100 (рис. 3-61 и 3-62) вертикальный, двухтактный, рядный, десятицилиндровый с противоположно движущимися поршнями и прямоточно-щелевой продувкой. Устанавливается двигатель 10Д100 на тепловозах ТЭ10 и на морских судах с электрической передачей на винт. Мощность двигателя 2200 кВт = 3000 л.с. при $n = 850$ об/мин. Диаметр цилиндра 207 мм, ход поршня (нижнего и верхнего) 254 мм.

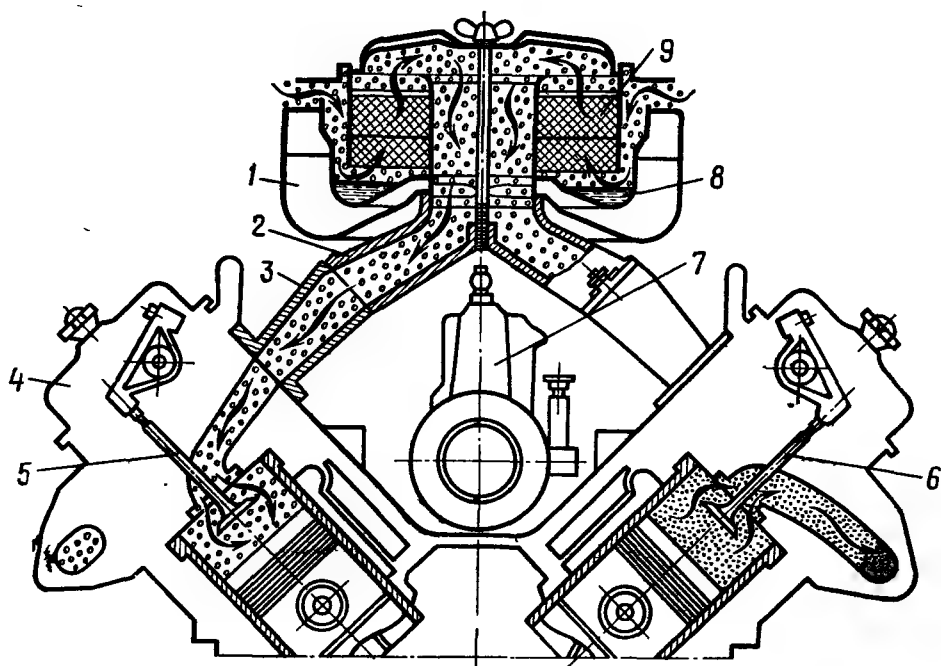


Рис. 3-60. Система подвода воздуха к двигателю:

1 — воздушный фильтр; 2 — переходник впускного трубопровода; 3 — впускной патрубок; 4 — головка цилиндра; 5 — впускной клапан; 6 — выпускной клапан; 7 — топливный насос; 8 — масляная ванна; 9 — фильтрующий элемент

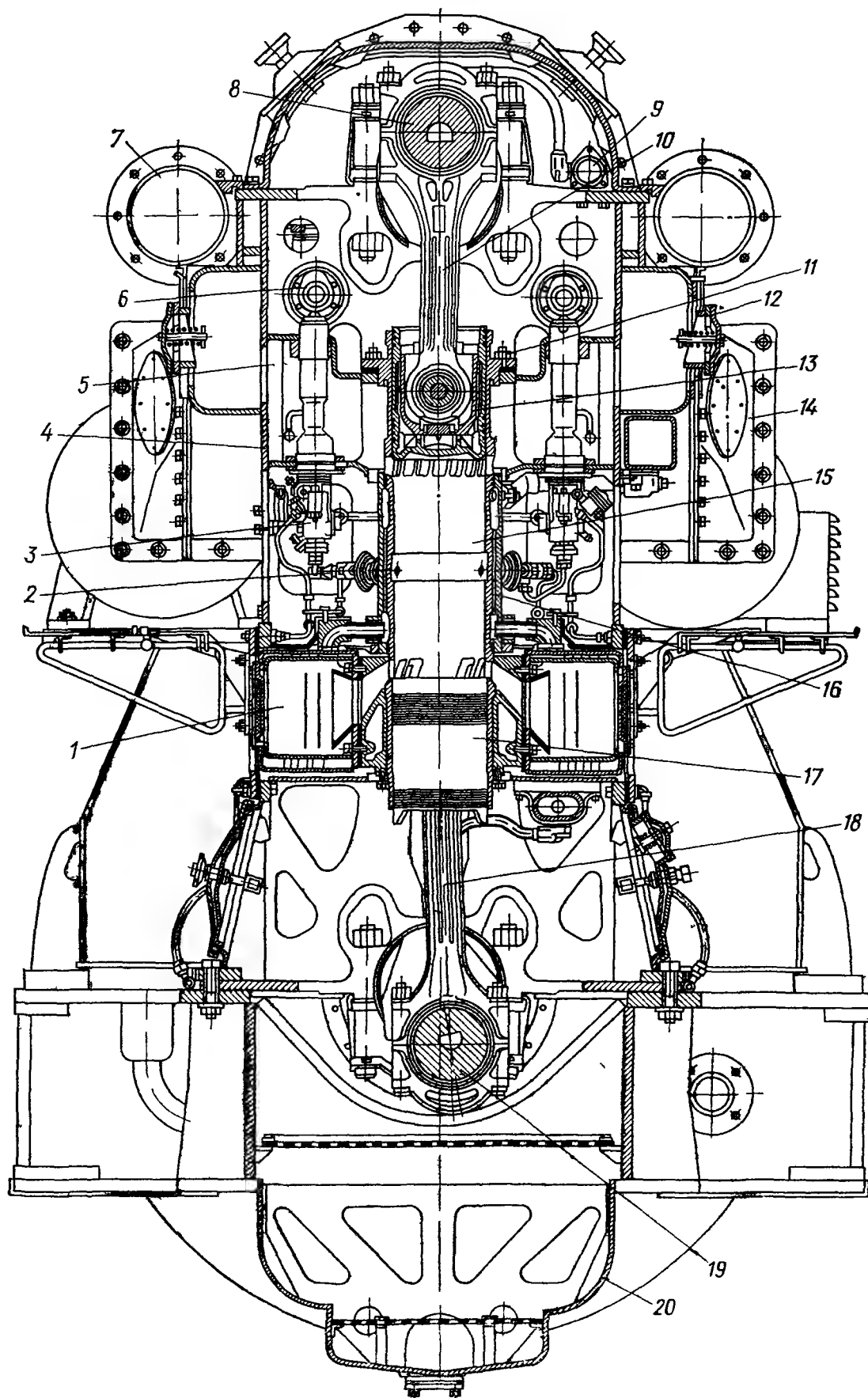
В стальном сварном блоке двигателя имеется 13 отсеков: из них 10 — цилиндровые, 1 — управления, 1 — вертикальной передачи и 1 — привода центробежного компрессора.

Цилиндровые гильзы (втулки) отлиты из специального чугуна, снаружи имеют ребра, что обеспечивает необходимую жесткость и более интенсивный отвод тепла. В наиболее сильно нагреваемую среднюю часть втулки напрессована стальная рубашка для охлаждающей

Рис. 3-61. Поперечный разрез турбопоршневого двигателя:

10 ДН $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ (10 Д 100):

1 — выпускной коллектор; 2 — форсунка; 3 — топливный насос; 4 — блок цилиндров; 5 — воздушный ресивер; 6 — распределительный вал; 7 — воздушный коллектор между первой и второй ступенью наддува; 8 — верхний коленчатый вал; 9 — масляная магистраль; 10 — верхний шатун; 11 — шпилька для крепления гильзы к блоку; 12 — предохранительный люк; 13 — верхний поршень; 14 — холодильник воздуха; 15 — цилиндровая гильза; 16 — рубашка цилиндра; 17 — нижний поршень; 18 — нижний шатун; 19 — нижний коленчатый вал; 20 — маслосборник



воды. Гильзы цилиндров устанавливаются в гнезда блока и крепятся к нему только верхним фланцем, а снизу гильзы запрессованы в литые охлаждаемые коробки, через которые выпускные газы проходят в коллектор. Такое крепление обеспечивает свободное удлинение гильзы при повышении температуры. Верхняя часть гильзы находится в воздушном ресивере и охлаждается продувочным воздухом, а средняя часть гильзы непосредственно охлаждается водой. Гильза имеет прямоугольные окна с тангенциальным наклоном в верхней части для впуска продувочного воздуха, а в нижней — для выпуска продуктов сгорания.

С обеих сторон цилиндров в продольные отсеки блока вставлены выпускные коллекторы прямоугольного сечения.

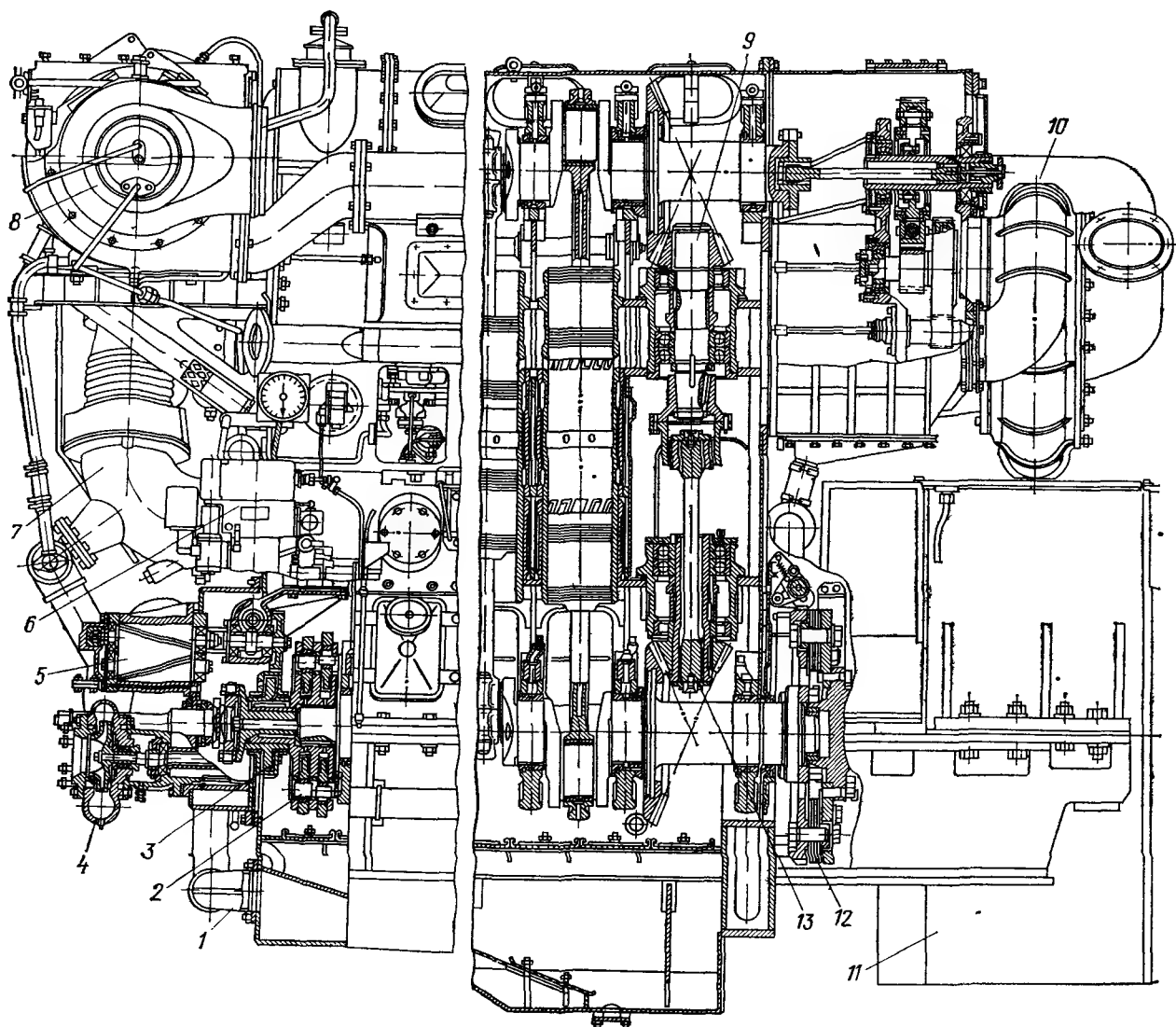


Рис. 3-62. Продольный разрез турбопоршневого двигателя:

$$10 \text{ ДН } \frac{20,7}{2 \times 25,4} (10 \text{ Д}100):$$

1 — труба к масляному насосу; 2 — маятниковый антивибратор; 3 — ведущая цилиндрическая шестерня для привода насосов и регулятора; 4 — центробежный водяной насос, 5 — масляный насос; 6 — регулятор числа оборотов; 7 — выпускной патрубков, 8 — турбокомпрессор; 9 — верхний вертикальный вал с конической шестерней, 10 — приводной центробежный компрессор, 11 — электрогенератор, 12 — упругая муфта привода электрогенератора; 13 — нижний вертикальный вал с конической шестерней

Двигатель имеет два коленчатых вала — нижний и верхний. Кривошипы валов расположены относительно друг друга под углом 36° . Коленчатые валы отлиты из специального сверхпрочного хромоникелемолибденового чугуна. Верхний коленчатый вал вращается в противоположном направлении по отношению к нижнему; по фазе распределения кривошип верхнего вала смещен назад на 12° , поэтому рабочий ход каждого верхнего поршня начинается на 12° позже рабочего хода нижнего поршня. В связи с этим нижний вал передает около 70 % мощности, а верхний — лишь 30 %.

Коренные шейки каждого коленчатого вала опираются на 12 коренных подшипников, которые установлены на опорных гнездах, приваренных на поперечные перегородки блока. Шейки валов (как коренные, так и шатунные) внутри пустотелые, наружные поверхности их отшлифованы и полированы. Масло из коренных шеек в шатунные поступает по масляным трубкам, вставленным в сверления шейки вала.

Связь нижнего и верхнего коленчатых валов осуществляется через две пары конических шестерен и два вертикальных вала, соединенных между собой муфтой.

В каждом цилиндре двигателя в противоположных направлениях (от его середины) движутся по два поршня, соединенных шатунами. При наибольшем сближении поршней между ними и гильзой образуется камера сгорания.

Поршень состоит из наружного стакана и внутренней вставки, которые закреплены между собой четырьмя шпильками. Наружные стаканы отлиты из специального чугуна, внутренние вставки изготавливаются из серого чугуна. В полость, находящуюся между днищем поршня и внутренней вставкой, поступает масло для охлаждения поршня.

Поршневой палец из легированной стали пустотелый, плавающего типа. Наружная поверхность пальца цементирована и отполирована. Масло для охлаждения поршня и для смазки поршневого пальца подводится через сверление в стержне шатуна. В канавках поршня смонтированы 4 компрессионных и 3 маслосъемных кольца. Компрессионные кольца изготавливаются из чугуна, имеют бронзовые пояски, которые обеспечивают лучшую приработку их к зеркалу. Шатуны стальные, штампованные; верхние шатуны на 100 мм короче нижних.

Топливо подается топливоподкачивающим насосом, работающим от отдельного электродвигателя, топливным фильтрам и далее насосом высокого давления к форсунке. На каждом цилиндре смонтированы 2 закрытые форсунки и 2 одноплунжерных топливных насоса высокого давления золотникового типа. Форсунки и топливные насосы устанавливаются с двух сторон цилиндра, расположение форсунок горизонтальное. Плунжеры топливных насосов приводятся в движение от 2 составных распределительных (кулачковых) валов, которые расположены по продольной оси блока с двух сторон цилиндров. На каждом распределительном валу имеется 10 кулачков для привода топливных насосов.

Масло к подшипникам распределительного вала подводится через продольное сверление внутри вала. Распределительные валы приводятся во вращение от верхнего коленчатого вала.

Мощность двигателя передается электрогенератору от нижнего коленчатого вала через упругую муфту. Эта же муфта является и маховиком дизеля. На другом конце нижнего вала установлен маятниковый антивибратор, назначение которого — уменьшение амплитуды крутильных колебаний при работе двигателя.

Двигатель работает с высоким комбинированным наддувом, для чего на нем установлены 2 параллельных турбокомпрессора и 1 приводной центробежный компрессор с двумя отводящими патрубками. Воздух из атмосферы всасывается в турбокомпрессоры, сжимается и затем еще сжимается в приводном центробежном компрессоре. Температура воздуха при этом повышается до 135°C , абсолютное давление — примерно до $1,7\div 1,8$ бар. Сжатый воздух предварительно охлаждается в 2 параллельно включенных охладителях и затем поступает в воздушный ресивер для подачи в цилиндр двигателя. Охладители пластинчато-трубчатого типа, воздух в них охлаждается водой. Турбокомпрессор ТК34С состоит из одноступенчатой осевой газовой турбины и одноступенчатого центробежного компрессора. Приводной центробежный компрессор приводится в движение от верхнего коленчатого вала через редукторную передачу.

На двигателе осуществляется циркуляционная система смазки под давлением. Емкостью для масла является нижний картер двигателя, куда масло заливается до определенного уровня. Масло в систему подается шестеренчатым насосом, установленным на переднем торце двигателя и работающим от нижнего коленчатого вала. В системе смазки имеется пластинчато-щелевой масляный фильтр грубой очистки, параллельно с ним — бумажный фильтр тонкой очистки, холодильник масла, а также приборы и клапаны, служащие для контроля и регулирования температуры и давления в масляной системе. Из циркулирующего в системе масла около $10\div 15\%$ проходит через фильтр тонкой очистки и затем поступает обратно в картер двигателя. Для лучшей очистки масла установлен еще центробежный фильтр тонкой очистки, в который поступает масло от отдельного масляного насоса и после фильтрации сливается в поддон картера.

Охлаждение двигателя водяное. Вода, применяемая для охлаждения, должна быть чистой и пресной, поэтому она предварительно подвергается кипячению и удалению механических примесей путем фильтрации. Кроме того, вводятся антикоррозионные присадки (обычно на 1 м^3 воды 1300 г хромпика и 800 г соды). Циркуляция воды через все охлаждаемые полости обеспечивается центробежным водяным насосом. Детали корпуса насоса отлиты из бронзы. Водяной насос приводится в движение от нижнего вала. Нагретая вода после двигателя охлаждается в водяных холодильниках, находящихся отдельно от двигателя, и затем подается насосом обратно в двигатель.

Двигатель снабжен предельным регулятором чисел оборотов и, кроме того, объединенным регулятором нагрузки и числа оборотов. Объединенный регулятор обеспечивает постоянное заданное число

оборотов, автоматически регулируя при изменении нагрузки количество подаваемого топлива в камеру сгорания.

Пуск двигателя производится от электрогенератора, который на это время переключается на режим электродвигателя. Электроэнергия при этом подается от аккумуляторных батарей.

Газовые двигатели

Двухтактные газовые двигатели типа ГД100. Двухтактные газовые двигатели типа ГД100 созданы совместно ВНИИГАЗом и Харьковским заводом им. В. А. Малышева на базе дизелей типа Д100 и максимально конструктивно и технологически унифицированы с ними.

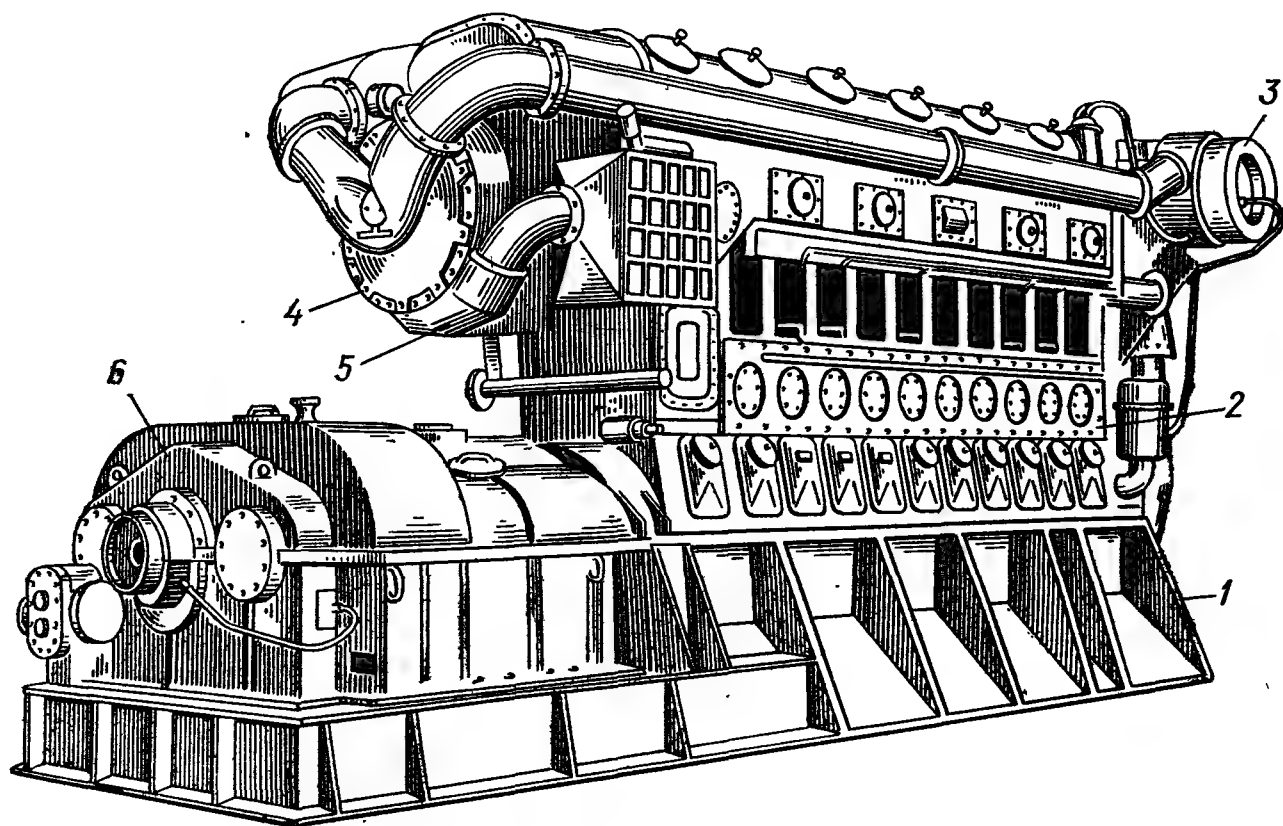


Рис. 3-63. Наружный вид двигателя 1ГД100:

1 — фундаментная рама; 2 — блок двигателя; 3 — турбокомпрессор; 4 — центробежный приводной компрессор; 5 — холодильник воздуха; 6 — повышающая зубчатая передача

Двигатель ГД100 с прямоточно-щелевой продувкой, внутренним смесеобразованием и форкамерно-факельным зажиганием.

С 1963 г. серийно выпускаются газовые двигатели 11ГД100 мощностью $1100 \text{ кВт} = 1500 \text{ л.с.}$ при 750 об/мин и в 1968 г. испытан опытный образец газового двигателя 1ГД100 мощностью $1840 \text{ кВт} = 2500 \text{ л.с.}$ при 720 об/мин. Оба двигателя имеют одинаковые размеры, число цилиндров и идентичны по конструкции, кроме системы наддува. Двигатель 11ГД100 устанавливается на перекачивающих станциях крупных магистральных газопроводов, двигатель 1ГД100

(рис. 3-63) предназначен для привода центробежного газового компрессора.

Двигатель 11ГД100 имеет приводную объемную воздуховуку типа «Рут», после которой воздух поступает в цилиндр; при этом давление продувочного воздуха составляет $1,20 \div 1,28$ бар. Степень сжатия двигателя $12 \div 14$.

На двигателе 1ГД100, как и на турбопоршневом двигателе 10Д100, применена комбинированная система наддува: в первой ступени работают два свободных турбокомпрессора, во второй — приводной центробежный компрессор. На выходе из этого компрессора воздух поступает сначала в холодильники, а затем в цилиндры. Давление наддува $1,7 \div 1,8$ бар. Удельный вес двигателя $9,3$ кг/кВт.

Рабочие процессы в цилиндре и в форкамере протекают следующим образом. Вначале за 58° до н.м.т. нижний поршень открывает выпускные окна (рис. 3-64), и начинается выпуск отработавших газов. Затем через 16° поворота коленчатого вала верхний поршень открывает впускные окна, воздух из ресивера под давлением начинает поступать в цилиндр, осуществляется его продувка и наполнение. За 58° после н.м.т. закрываются выпускные окна, а через 8° верхний поршень закрывает впускные окна. За $10 \div 12^\circ$ до закрытия выпускных окон кулачком 3 открывается газопускной клапан 2, и топливный газ через форсуночные отверстия поступает в цилиндр в течение времени поворота коленчатого вала на 60° . В процессе впуска газа и дальнейшего сжатия заряда в цилиндре сближающимися поршнями газ смешивается с воздухом. В конце сжатия топливно-воздушная смесь в цилиндре поджигается факелом, выбрасываемым из форкамеры 4, и происходят процессы сгорания и расширения. Количество подаваемого топливного газа в цилиндр устанавливается дозирующим органом 1, управляемым регулятором.

Форкамера 4 соединена с цилиндром калиброванным отверстием-соплом, объем форкамеры составляет $3 \div 4\%$ от объема камеры сжатия. В форкамере установлены свеча зажигания 5 и автоматический клапан 6 для подачи топливного газа. Давление подаваемого газа в форкамеру регулируется в зависимости от режима работы двигателя. Когда сила давления топливного газа на тарелку автоматического клапана превысит силу затяжки пружины и давления газов в форкамере, автоматический клапан открывается и происходит продувка и наполнение форкамеры топливным газом.

В процессе сжатия с повышением давления в цилиндре и форкамере автоматический клапан закрывается, обедненная смесь перетекает через соединяющее сопло из цилиндра в форкамеру. В результате смешения топливного газа с обедненной смесью в конце сжатия в форкамере образуется обогащенная, легко воспламеняющаяся горючая смесь. В нужный момент между контактами свечи проскакивает электрическая искра, горючая смесь воспламеняется, давление резко повышается и через соединительное сопло выбрасывается горящее топливо (факел) в основную камеру сгорания. Выбрасываемый из форкамеры факел является мощным очагом воспламенения и обеспечивает эффективное и устойчивое зажигание относительно бедной топливно-воздушной смеси в камере сгорания двигателя.

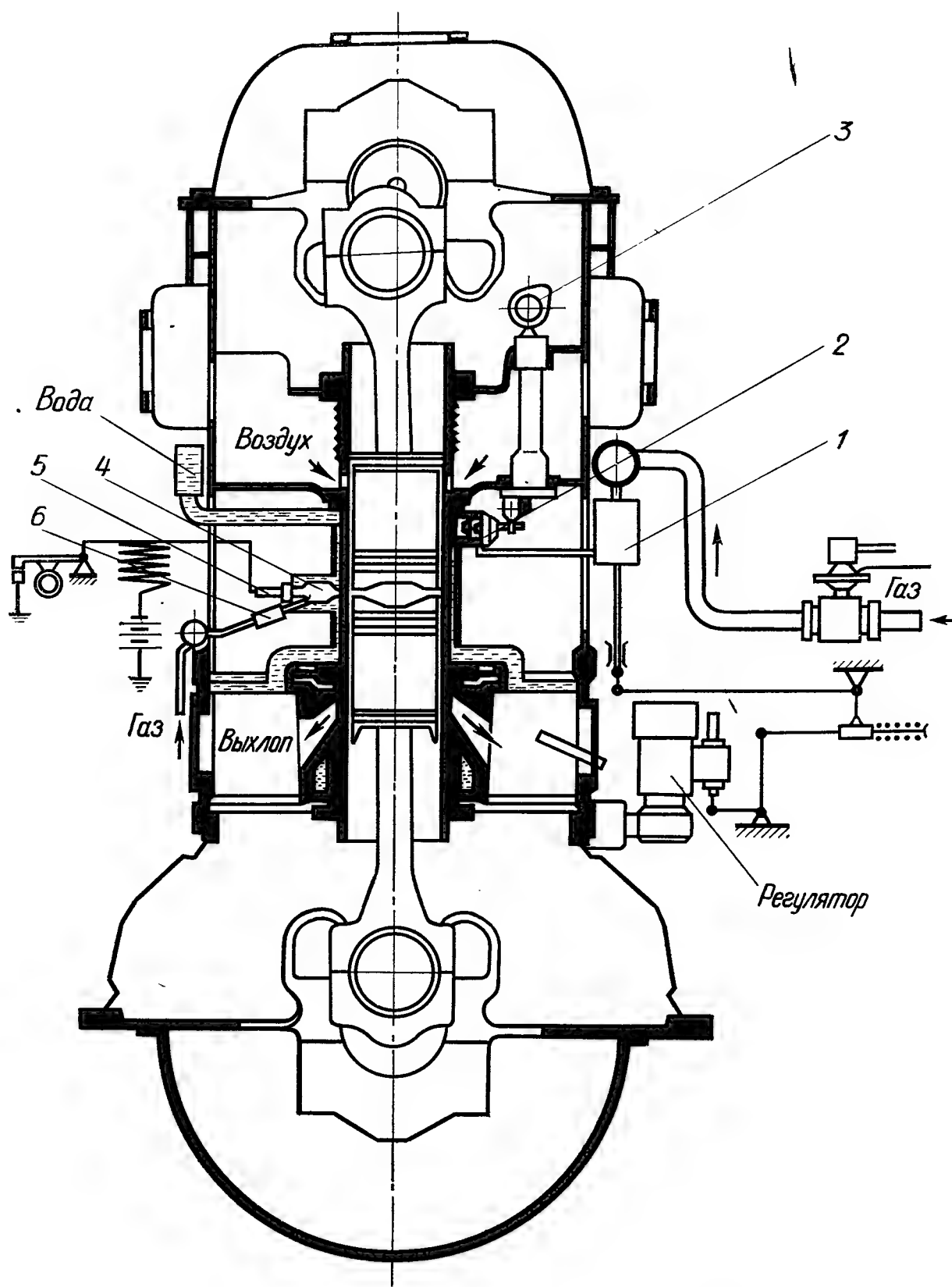


Рис. 3-64. Схема газового двигателя ГД100

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 3-19. Режимы работы двигателей

В паспорте стационарных, судовых, тракторных и тепловозных двигателей обычно указаны номинальная мощность и номинальное число оборотов двигателя. Номинальной мощностью $N_{\text{ном}}$ называется мощность, гарантируемая заводом-изготовителем для постоянных эксплуатационных условий работы двигателя. Номинальным числом оборотов $n_{\text{ном}}$ называется число оборотов коленчатого вала, при котором развивается эта мощность.

Наибольшую мощность, которую может развивать двигатель, называют максимальной мощностью N_{max} . В паспорте автомобильных двигателей иногда указывают максимальную мощность и соответственно число оборотов n_{max} , при котором развивается максимальная мощность.

Двигатели внутреннего сгорания могут работать с различными n . При этом число оборотов может изменяться в определенных для каждого двигателя пределах.

Наименьшее число оборотов, при котором двигатель при полной подаче топлива и воздуха может устойчиво работать, развивая соответствующий крутящий момент в течение не менее 10 мин, называют минимальным числом оборотов.

Двигатели в эксплуатации обычно не могут работать при $n < (1/3 \div 1/5) n_{\text{ном}}$.

Наименьшее число оборотов, при котором двигатель может устойчиво работать без нагрузки в течение не менее 10 мин, называют минимальным числом оборотов холостого хода.

Минимальное устойчивое число оборотов дизеля зависит от: 1) конструкции и состояния топливоподающей системы; люфты в сочленениях рычагов и тяг управления топливным насосом, величины зазоров в плунжерных парах топливного насоса и их различия по секциям, неодинаковые площади сечения отверстий распылителей и усилие затяжки пружин форсунок, различная длина нагнетательных трубопроводов к форсункам сильно влияют на устойчивость работы при малых оборотах; 2) совокупности всех условий, определяющих воспламенение и сгорание топлива в цилиндре двигателя; сюда входит влияние степени сжатия, температуры самовоспламенения и других показателей качества топлива; 3) конструкции камеры сгорания, что существенно влияет на качество смесеобразования; 4) угла опережения впрыска и от качества распыливания топлива при малых оборотах.

С уменьшением числа оборотов несколько ухудшается распыливание топлива вследствие снижения давления перед форсункой; кроме того, вследствие утечки газов через неплотности между поршнем, поршневыми кольцами и цилиндром снижаются температура и давление конца сжатия, что увеличивает период задержки воспламенения.

Поэтому работа двигателя на малых оборотах характеризуется повышенной скоростью нарастания давления в цилиндре, и, следовательно, большей жесткостью и меньшей устойчивостью. Уменьшение угла опережения впрыска по мере снижения оборотов благоприятно влияет на устойчивость работы двигателя.

Наибольшее число оборотов, которое по условиям рабочего процесса и прочности деталей может выдерживать двигатель при достаточно длительной работе, называется максимальным числом оборотов $n_{\max}$.

Максимальное число оборотов ограничивается определенными условиями (ухудшением протекания рабочего процесса, снижением наполнения цилиндров, повышением термической напряженности деталей, повышением инерционных усилий в механизмах двигателя, ухудшением механического к.п.д. и пр.).

Для каждого числа оборотов крутящий момент и соответственно эффективная мощность, снимаемая с вала двигателя, могут изменяться от нуля (холостой ход) до некоторого максимального значения. Изменение крутящего момента и мощности при определенном числе оборотов достигается изменением количества или качества свежего заряда, подаваемого в цилиндр двигателя, что осуществляется органами управления. В двигателях с внешним смесеобразованием (карбюраторных и газовых) это достигается перестановкой дроссельной заслонки, в двигателях с внутренним смесеобразованием (в дизелях) — воздействием на топливный насос.

При работе двигателя на максимальной мощности подается соответственно большее количество топлива; при этом коэффициент избытка воздуха снижается, несколько ухудшается рабочий процесс, увеличивается догорание топлива в процессе расширения, температура газов в цилиндре повышается, выхлоп становится более дымным. В результате резко повышаются тепловые напряжения двигателя и удельный расход топлива.

Режим работы двигателя при эксплуатации определяется условием равенства мощности на валу двигателя и мощности, поглощаемой потребителем, которая обычно не остается постоянной, а меняется в довольно широком диапазоне.

Необходимая мощность в транспортных силовых установках зависит не только от заданной скорости машины, но и от многих других факторов (для автомобиля — от состояния дороги, веса перевозимого груза; для трактора — от состояния почвы, глубины пахоты, характера прицепных орудий; для тепловоза — от веса поезда и угла подъема и т. д.). Нагрузка на транспортный двигатель при эксплуатации непрерывно изменяется. Такое колебание нагрузки вызывается неоднородностью рельефа местности и физических свойств почвы, в связи с чем сопротивление перекачиванию двигателя машины и буксируемых агрегатов непрерывно меняется. Кратковременное повышение сопротивления движению преодолевается кинетической энергией поступательно движущихся и вращающихся масс, а более длительное и значительное — за счет резерва крутящего момента двигателя. В дизелях повышение крутящего момента достигается увеличением по-

даваемого насосом топлива, а в карбюраторных и газовых двигателях — бóльшим открытием дросселя или, если дроссель уже полностью открыт, обогащением горючей смеси.

Таким образом, при эксплуатации как потребная мощность, так и число оборотов двигателя непрерывно меняются. Поэтому при исследовании работы двигателя нельзя ограничиваться изучением какого-либо одного, постоянного режима, необходимо проанализировать работу двигателя при переменном режиме его работы.

Зависимости ряда показателей двигателя (мощности, крутящего момента, расхода топлива, к.п.д. и т. д.) от одной из основных изменяемых величин, характеризующих режим его работы (число оборотов, нагрузка, коэффициент избытка воздуха и др.), называются характеристиками двигателя. Такие характеристики помогают выявить возможности применения данного двигателя в тех или иных условиях эксплуатации и дать ему технико-экономическую оценку. Характеристики получаются обычно экспериментальным путем при испытании двигателя с помощью тормозных установок.

При исследовании и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания пользуются различными характеристиками. Основными и наиболее употребительными из них являются скоростная, винтовая и нагрузочная характеристики.

Скоростные характеристики выявляют в основном эксплуатационные качества транспортных (автомобильных, тракторных, тепловозных), судовых и авиационных двигателей; винтовые — судовых и авиационных; нагрузочные — стационарных, тепловозных и судовых двигателей, работающих на электрогенераторы постоянного числа оборотов. Нагрузочные характеристики широко используются также при исследовании различных транспортных двигателей.

§ 3-20. Скоростные характеристики

Характеристики, отражающие изменение основных показателей двигателей в зависимости от числа оборотов, называются скоростными характеристиками — $N_i = f_1(n)$; $N_e = f_2(n)$; $p_i = f_3(n)$; $p_e = f_4(n)$; $G_e = f_5(n)$ и т. д.

Различаются при этом внешние и частичные скоростные характеристики.

Скоростная характеристика, показывающая максимально возможную мощность двигателя в зависимости от числа оборотов, называется внешней характеристикой мощности двигателя. На рис. 3-65 кривые *a* иллюстрируют такую внешнюю характеристику мощности двигателя соответственно карбюраторного и дизеля. Если вместо эффективной мощности будет указано максимально возможное при заданном числе оборотов среднее эффективное давление или пропорциональный ему максимально возможный крутящий момент, то такая зависимость в первом случае называется внешней характеристикой эффективного давления, во втором случае — внешней характеристикой крутящего момента.

При снятии внешней характеристики дизеля полезный ход плунжера топливного насоса при всех скоростях остается постоянным, т. е. работа двигателя происходит при неизменном положении регулирующего органа топливного насоса. В тех двигателях, где конструкция насоса это позволяет, при снятии внешней характеристики корректируется регулировка начала подачи топлива в зависимости от числа оборотов.

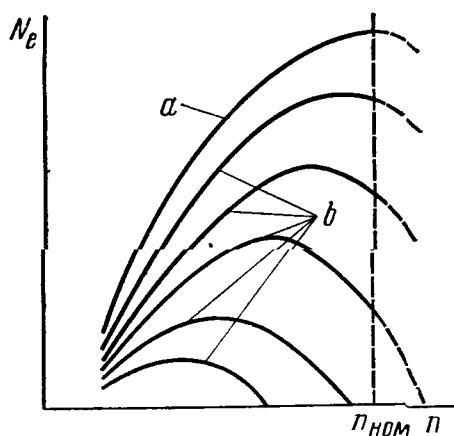


Рис. 3-65. Скоростные характеристики мощности карбюраторного двигателя

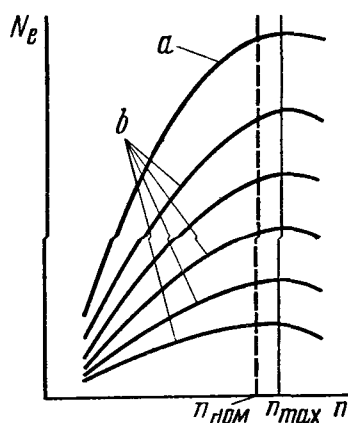


Рис. 3-66. Скоростные характеристики мощности дизеля

В карбюраторных и газовых двигателях внешняя характеристика снимается при полном открытии дроссельной заслонки; если конструкция позволяет, то для каждого режима работы двигателя устанавливают наивыгоднейший угол опережения зажигания.

Графически внешняя характеристика выражается кривыми N_i , N_e , M_i , M_e или p_i и p_e в функции n . Эти характеристики называются внешними потому, что они показывают внешнюю границу области возможной работы двигателя; вне этой области, т. е. выше кривых, силовая установка не может работать.

В том случае, если скоростная характеристика показывает не максимально возможную, а только частичную мощность или соответственно частичное среднее эффективное давление при заданном неизменном положении органа управления питания двигателя (при частичном полезном ходе плунжера топливного насоса в дизелях, при частичном открытии дроссельной заслонки в карбюраторных и газовых двигателях), она называется частичной скоростной характеристикой двигателя. Частичные скоростные характеристики мощности двигателя иллюстрируются на рис. 3-65 и 3-66 кривыми b .

Любые значения мощности, крутящего момента или среднего давления, лежащие ниже кривых внешней характеристики, можно получить, уменьшив подачу топлива (в дизелях) или горючей смеси (в карбюраторных и газовых двигателях). Частичных характеристик может быть неограниченное количество, а внешняя характеристика при дан-

ной регулировке топливоподающей системы (насоса или карбюратора) может быть только одна.

Максимум кривой частичной характеристики $N_e = f(n)$ карбюраторных двигателей по мере дросселирования сдвигается в сторону меньших оборотов. Это объясняется тем, что по мере прикрывания дроссельной заслонки в связи с увеличением сопротивления при всасывании ухудшается наполнение цилиндра. Горючая смесь, обтекая

дроссельную заслонку при некотором числе оборотов двигателя, может достигать своей максимальной скорости (скорости звука); дальнейшее увеличение оборотов вызывает уменьшение наполнения двигателя. При этом чем больше дросселирование, тем при меньшем числе оборотов двигателя скорость потока горючей смеси достигает скорости звука. Кроме того, по мере увеличения дросселирования возрастают с повышением оборотов насосные потери, а также относительные величины механических потерь и теплоотдачи через стенку цилиндров.

Если скоростная характеристика на всем диапазоне числа оборотов снята при холостом ходе, то она называется

характеристикой холостого хода. Эта характеристика выявляет экономичность и ряд других показателей двигателя при его работе на холостом ходу.

В судовых и транспортных дизелях различают еще внешние характеристики предельных (абсолютно максимальных) и эксплуатационных мощностей.

Внешняя характеристика предельных мощностей получается при регулировании топливного насоса на подачу такого количества топлива, при котором на всем диапазоне числа оборотов имеет место максимально достижимое среднее индикаторное давление в двигателе (кривая *a* на рис. 3-67). При работе двигателя на режиме предельных мощностей резко увеличивается неполнота сгорания, выпускаемые газы принимают черный цвет, сильно повышается тепловое напряжение двигателя; экономичность двигателя значительно ухудшается. При эксплуатации крупных двигателей не разрешается работать на режиме предельных мощностей даже кратковременно, так как вследствие высоких температурных напряжений может произойти заедание и прогорание поршня и выпускных клапанов, пригорание поршневых колец, появление трещин в цилиндре, в головке и т. д. Для некоторых видов быстроходных двигателей допускается кратковременная работа на отдельных точках предельной характеристики.

При снятии внешней характеристики эксплуатационных мощностей двигатель регулируется так, что на всем диапазоне числа оборотов имеют место наибольшие средние индикаторные давления, при кото-

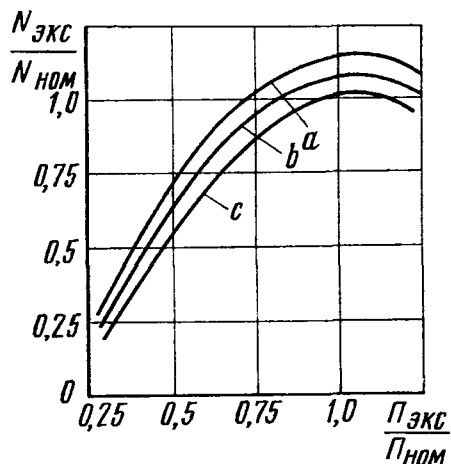


Рис. 3-67. Скоростные характеристики мощности транспортного дизеля

рых тепловые напряжения в деталях не превышают допустимых величин и обеспечивают удовлетворительное смесеобразование и сгорание топлива. В судовых установках внешние характеристики эксплуатационных мощностей разделяют еще на характеристику наибольшей эксплуатационной мощности и характеристику номинальной (полной) эксплуатационной мощности (соответственно кривые b и c на рис. 3-67). В транспортных установках такого деления обычно не производят. Работа двигателя на режиме наибольшей эксплуатационной мощности обычно ограничивается 2÷3 ч, а на номинальном (полном) эксплуатационном режиме допускается без ограничения времени.

§ 3-21. Характеристики двигателей при различных способах регулирования

Поддержание скорости вращения вала двигателя в определенном диапазоне обеспечивается автоматическими регуляторами числа оборотов. Регуляторы бывают однорежимные (предельные), двухрежимные (ограничивающие $n_{\max}$ и $n_{\min}$) и всережимные (поддерживающие заданное любое число оборотов).

Однорежимным, или предельным, называется регулятор, который воздействует на топливоподающий орган лишь в случае превышения некоторой скорости вращения вала двигателя, определяемой обычно $n_{\text{ном}}$ числом оборотов. На рис. 3-68 показаны внешние скоростные характеристики двигателя при работе с предельным регулятором. При числе оборотов вала двигателя выше $n_{\text{ном}}$ регулятор, воздействуя на орган управления топливным насосом дизеля (на дроссельную заслонку карбюраторного и газового двигателя), уменьшает подачу топлива (горючей смеси), в связи с чем крутящий момент и мощность двигателя резко падают и обороты снижаются до $n_{\text{ном}}$. При предельном числе оборотов двигателя $n_{\text{пр}}$ подача топлива уменьшается настолько, что двигатель может работать только на холостом ходу.

Таким образом, при данном регуляторе число оборотов двигателя при полной нагрузке не может быть больше $n_{\text{ном}}$, а при холостом ходе — больше $n_{\text{пр}}$ (что достигается соответствующим натяжением пружины регулятора).

В карбюраторных двигателях повышение n не вызывает заметного ухудшения рабочего процесса, так как карбюратор почти всегда обеспечивает поддержание нужного состава горючей смеси; инерционные усилия в них менее опасны, чем в дизелях, так как детали шатунно-кривошипного механизма характеризуются относительно небольшим весом. В связи с этим кратковременное превышение оборотов даже на 40÷50 % выше $n_{\text{ном}}$ карбюраторные двигатели выдерживают без особого ущерба.

Кроме того, по характеристикам карбюраторных двигателей и дизелей (см. рис. 3-65 и 3-66) видно, что при регулировании карбюраторного двигателя на малых нагрузках число оборотов при внезапном сбросе нагрузки не будет особенно повышаться и при сохранении неизменным прежнего регулирования. В дизелях же скорость вращения вала при сбросе нагрузки (при любом регулировании) будет резко

повышаться и может даже привести к разному двигателю. Поэтому на автомобильных карбюраторных двигателях предельные регуляторы обычно не устанавливаются. Регуляторами карбюраторные двигатели снабжаются только в тех случаях, когда по условиям эксплуатации необходимо поддерживать постоянное число оборотов (привод электрогенератора, компрессора, воздухоподушки, насоса и т. д.) или же в условиях частого и резкого изменения нагрузки требуется сохранить заданный скоростной режим, что характерно, например, для двигателей, устанавливаемых на тяжелые транспортные машины. Что касается дизелей, то на них независимо от условий работы всегда устанавливаются регуляторы числа оборотов.

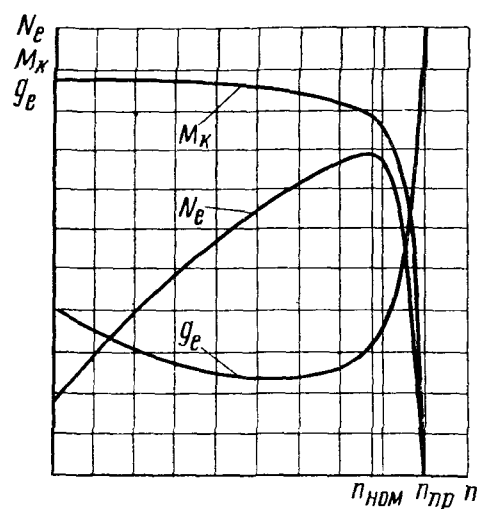


Рис. 3-68. Скоростная характеристика двигателя при работе с предельным регулятором

В транспортных двигателях часто бывает необходимо обеспечить устойчивую работу двигателя на холостом ходу при малых n (при прогреве двигателя, на кратковременных остановках, при движении под уклон с выключенным сцеплением и т. д.). При работе карбюраторного или газового двигателя с прикрытым дросселем легко получить малые обороты на холостом ходу, тогда как в дизеле без специального регулятора осуществить холостой ход на малых оборотах довольно трудно. Однорежимный предельный регулятор не удовлетво-

ряет требованиям регулирования транспортных дизелей; необходимо устройство, с помощью которого можно было бы регулировать подачу топлива по крайней мере на двух скоростных режимах — при больших и малых оборотах. Тогда при работе двигателя на холостом ходу по мере увеличения числа оборотов регулятор будет уменьшать подачу топлива, и наоборот, при уменьшении оборотов подача топлива будет возрастать.

На рис. 3-69, а, б показаны внешние и частичные характеристики соответственно эффективной мощности и крутящего момента двигателя с двухрежимным регулятором. По мере повышения скорости вращения вала двигателя подача топлива под действием пружины малых оборотов вначале уменьшается, соответственно снижается и крутящий момент (кривые а—б и с—д). Но при $n = n_1 \div n_{ном}$ регулятор не действует на топливный насос, и количество подаваемого топлива можно изменить в данном интервале оборотов только посторонним воздействием (машиниста, водителя) на привод управления топливным насосом. В случае превышения числа оборотов $n_{ном}$ регулятор, действуя на органы управления топливного насоса, как и однорежимный предельный регулятор, резко уменьшает подачу топлива, вызывая быстрое падение среднего эффективного давления, крутящего момента и эффективной мощности.

В дизелях, которые предназначены для работы в таких условиях, где необходимо при быстро меняющихся нагрузках поддерживать заданные обороты, устанавливают всережимный регулятор. Такие условия эксплуатации характерны для некоторых транспортных и судовых установок.

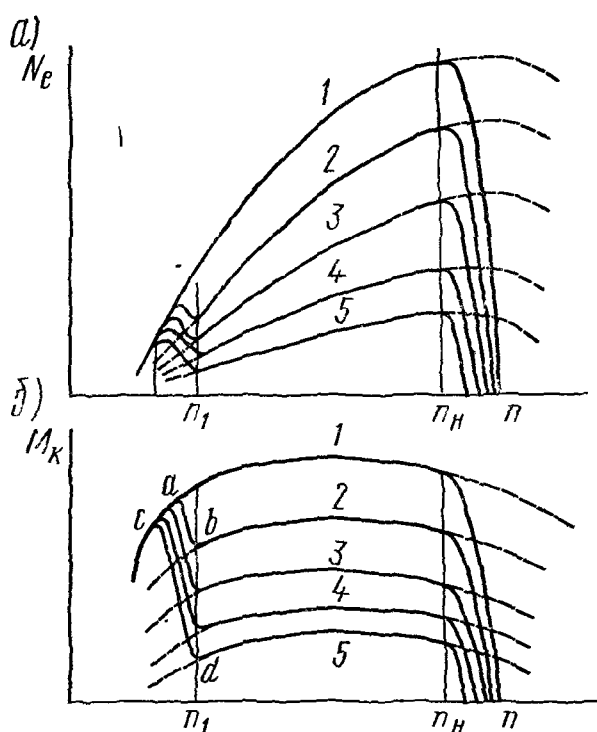


Рис. 3-69. Внешние и частичные характеристики мощности и крутящего момента дизеля при работе с двухрежимным регулятором

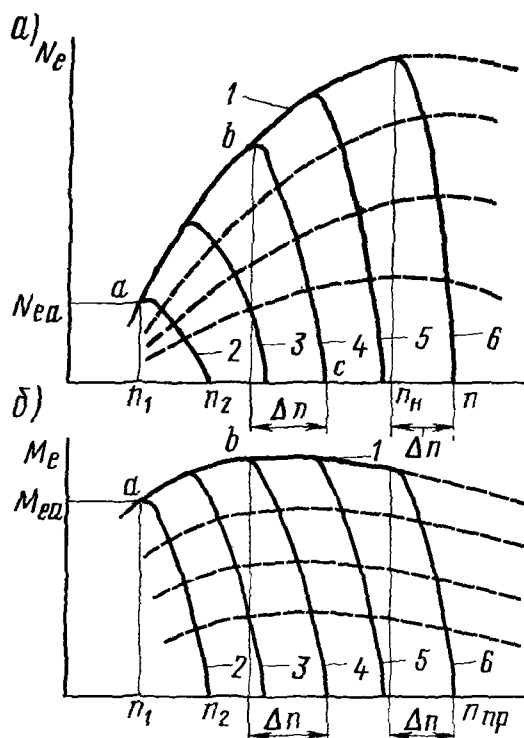


Рис. 3-70. Внешние и частичные характеристики мощности и крутящего момента дизеля при работе со всережимным регулятором

В двигателе с всережимным регулятором каждому положению рычага (педали) управления топливным насосом соответствует своя частичная характеристика, протекающая в узком интервале чисел оборотов Δn (рис. 3-70, а, б, кривые 2—6); величина этого интервала зависит при данной затяжке пружин от степени неравномерности регулятора. Количество подаваемого за цикл топлива изменяется для каждой частичной характеристики от максимальной подачи до минимальной, необходимой только для поддержания холостого хода. Соответственно этому кривые эффективной мощности и крутящего момента идут сначала по внешней характеристике, например на участке $a-b$, где регулятор никакого влияния на количество подаваемого топлива не оказывает (см. рис. 3-70, а, б); при дальнейшем же повышении оборотов в результате воздействия регулятора крутящий момент и эффективная мощность снижаются до нуля (участок $b-c$).

Машинист (водитель), воздействуя на натяжение пружины регулятора, переводит работу двигателя с одной частичной характеристики на другую, задавая таким образом любой скоростной режим. В случае внезапного сброса нагрузки всережимный регулятор допускает

крайне незначительное изменение числа оборотов по сравнению с заданным. Если, например, соответствующим натяжением пружины регулятора был установлен режим работы двигателя n_1 и при этом двигатель развивал крутящий момент M_{ea} и мощность, N_{ea} , то при сбросе нагрузки установится число оборотов n_2 .

Таким образом, всережимный регулятор управляет топливоподачей во всех режимах, что обеспечивает устойчивую работу двигателя при любых нагрузках и скоростях вращения.

§ 3-22. Нагрузочные и другие характеристики

Обычно при эксплуатации двигателей в стационарных установках требуется сохранять по возможности постоянный скоростной режим. Поэтому для таких двигателей определять только скоростную характеристику нецелесообразно; основные показатели двигателя (эффективную мощность; среднее эффективное давление, индикаторную мощность, расход топлива, эффективный, индикаторный и механический к.п.д. и т. д.) лучше оценивать при неизменном числе оборотов в зависимости от изменения одного из показателей, отражающих нагрузку двигателя. Подобными показателями могут быть эффективная мощность, среднее эффективное давление или крутящий момент двигателя. Такие зависимости называются нагрузочными характеристиками. В карбюраторных двигателях нагрузочные характеристики иногда называются дроссельными.

Иногда при построении кривых нагрузочной характеристики вместо абсолютных значений показателей, отражающих нагрузку двигателя, берут отношение этих величин к их значению при номинальном режиме или режиме внешней характеристики при соответствующем числе оборотов. На рис. 3-71 приведены нагрузочные характеристики дизеля.

Нагрузочная характеристика дизеля снимается при различном количестве подаваемого топлива, а карбюраторного или газового двигателя — при различном открытии дроссельной заслонки и соответственно при наиболее выгодном для данного числа оборотов моменте подачи топлива или опережения зажигания. Практически нагрузочную характеристику снимают, изменяя подачу топлива или рабочей смеси воздействием на рейку топливного насоса или на дроссельную заслонку, а заданное число оборотов устанавливают увеличением или уменьшением нагрузки тормозом. Обычно снимается не одна, а несколько нагрузочных характеристик при различных числах оборотов. Нагрузочные характеристики позволяют при различных скоростных режимах выявить наиболее экономичную работу двигателя в зависимости от величины нагрузки.

Кроме указанных выше основных характеристик часто при исследовании установки необходимо использовать и другие, дополнительные характеристики двигателя. Из них наиболее распространенными как при исследовании, так и при доводке нового двигателя являются регулировочные характеристики.

Зависимости мощности, экономичности, температурного состояния (теплового режима) и ряда других показателей двигателя от коэффициента избытка воздуха или расхода топлива при постоянном числе оборотов называются регулировочными характеристиками по составу смеси (рис. 3-72). Регулировочная характеристика по составу смеси применяется при регулировке топливного насоса в дизеле и карбюратора или смесителя в карбюраторном или газовом двигателе соответственно.

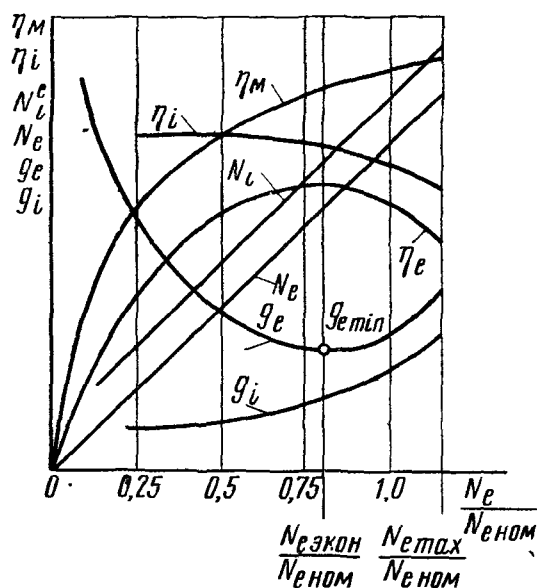


Рис. 3-71. Нагрузочная характеристика дизеля при $n = \text{const}$

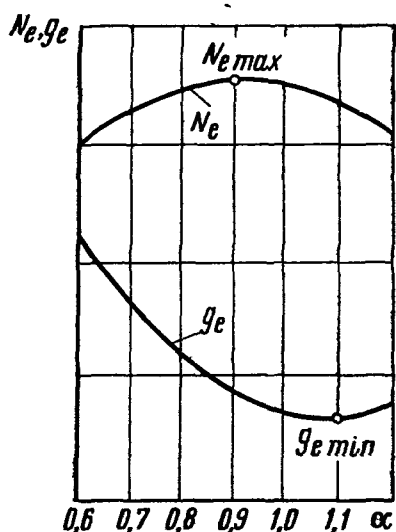


Рис. 3-72. Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя

К регулировочным характеристикам относятся также зависимости основных показателей двигателя от угла опережения зажигания, опережения впрыска, давления впрыска, давления отрыва иглы закрытой форсунки, продолжительности впрыска, угла открытия или закрытия впускного клапана, угла открытия или закрытия выпускного клапана и др., которые особенно необходимы при регулировании нового головного двигателя.

При специальных испытаниях и исследованиях двигателей с целью изучения отдельных вопросов применяют и другие характеристики, как, например, зависимости некоторых показателей двигателя (мощности, среднего эффективного давления, температуры выпускных газов и др.) от давления продувочного или наддувочного воздуха, от температуры охлаждающей воды, давления сопротивления выпускной системы, от длины всасывающей или выпускной трубы и т. д.

Вопросы для самопроверки

К первому разделу

1. Опишите суживающиеся и расширяющиеся сопла с косым срезом и процесс расширения в них пара в $i-s$ -диаграмме.
2. Опишите турбины с реактивностью на рабочих лопатках и их тепловой процесс в $i-s$ -диаграмме.
3. Какие требования предъявляются к конструкции проточной части турбин с реактивностью на рабочих лопатках?
4. Опишите реактивные турбины, особенности их конструкций и тепловой процесс на ее ступенях.
5. Перечислите тепловые потери в турбине и нанесите их изображение на $i-s$ -диаграмму.
6. Предельные мощности турбины и обоснования их конструктивного выполнения.
7. Опишите принципиальную тепловую схему турбоустановки с регенеративными отборами пара и деаэратором, и изобразите ее тепловой процесс в $i-s$ -диаграмме.
8. Что такое осевое давление в реактивной турбине? Способы уравнивания осевого давления.
9. Как изменяется давление пара в ступенях турбины при уменьшении расхода пара через нее?
10. Какие схемы регулирования применяются в турбинах? Их назначение?
11. Какие схемы регулирования применяются в современных паровых турбинах КТЗ и ЛМЗ?
12. Какое значение имеют защитные устройства, применяемые в паровых турбинах.
13. Опишите конструкцию и принципиальные схемы конденсационных устройств.
14. Какие типы конденсаторов вам известны? Дайте их краткую характеристику.
15. Какое значение имеют анкерные распорные связи в конденсаторах поверхностного типа?
16. Укажите способы крепления конденсаторных трубок. Какими средствами добиваются их безупречной плотности?
17. Почему охлаждающие трубки в конденсаторах, в пределах пучка, располагаются по определенному способу и для чего это делается?
18. Опишите конденсаторы с встроенными теплофикационными пучками и принцип их работы.

К второму разделу

1. Какие потери имеют место в ГТУ и от чего они зависят?
2. Что такое степень регенерации, отчего зависит и как определяется ее величина в ГТУ?
3. Опишите схему и цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха и двухступенчатым подогревом газа.
4. Что достигается путем ступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением?
5. Чем лимитируется предельная единичная мощность ГТУ открытого типа?
6. Что достигается путем промежуточного подогрева газа в ГТУ?
7. Укажите способы повышения экономичности ГТУ.
8. Опишите схему парогазовой установки с высоконапорным парогенератором. Укажите ее достоинства.
9. Почему парогазовая установка имеет более высокий к. п. д. по сравнению с паротурбинными и газотурбинными установками?
10. Чем определяется начальная температура газа перед газовой турбиной и какие существуют методы повышения ее?
11. Чем вызвана необходимость в сложных и многовальных ГТУ?

12. Опишите схему ГТУ закрытого типа. Укажите ее достоинства, недостатки, области применения и перспективы развития.

13. Какие основные особенности имеют газовые турбины по сравнению с паровыми?

14. Как осуществляется регулирование мощности ГТУ?

К третьему разделу

1. Какие преимущества и недостатки у двигателей внутреннего сгорания?

2. По каким признакам классифицируются двигатели внутреннего сгорания?

3. Чем отличаются устройство и принцип работы двухтактных двигателей от четырехтактных?

4. Какие имеются способы повышения мощности двигателей внутреннего сгорания?

5. Какие сорта топлив применяются для дизелей и какие — для карбюраторных двигателей?

6. Что характеризует октановое число топлива?

7. Назовите существующие циклы двигателей внутреннего сгорания и укажите, какие типы двигателей работают по каждому из этих циклов.

8. Что такое детонация, и как она влияет на работу двигателя?

9. Какие процессы происходят с рабочим телом при работе двигателя?

10. Как определяется температура конца пламенного сгорания в цилиндре двигателя внутреннего сгорания?

11. Что называется средним индикаторным давлением, и как оно определяется?

12. Что называется индикаторной и эффективной мощностями двигателя, и как они определяются?

13. Какими коэффициентами полезного действия оценивается экономичность работы двигателя, и как они определяются?

14. Из каких составляющих складывается тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания.

15. Из каких систем и узлов состоят двигатели внутреннего сгорания?

16. Опишите систему топливоподачи дизелей.

17. Как регулируется количество подаваемого топлива в камеру сгорания дизеля?

18. Чем отличается закрытая форсунка от открытой?

19. Как осуществляется смесеобразование в дизелях?

20. Опишите систему питания карбюраторных двигателей.

21. Опишите систему зажигания карбюраторных и газовых двигателей.

22. Опишите систему смазки двигателей.

23. Опишите систему охлаждения двигателей.

24. Опишите устройство воздушного фильтра.

25. Опишите работу газораспределительного механизма четырехтактного двигателя.

26. Как устроены турбопоршневые двигатели?

27. Назовите основные характеристики двигателей внутреннего сгорания. Что они выявляют?

28. Опишите скоростную характеристику двигателя при работе с предельным регулятором.

29. Опишите характеристику двигателя при работе с двухрежимным и все-режимным регуляторами.

30. Каким образом получают характеристики двигателей?

Литература

К первому разделу

1. А. В. Щегляев. Паровые турбины. Энергия, 1967.
2. И. Н. Кирсанов. Конденсационные установки. Энергия, 1965.
3. Л. Н. Хильченко и А. Н. Смоленский. Регулирование паровых турбин. Машгиз, 1960.
4. Иванов К. И. и Виланская Е. Ф. Огнестойкие турбинные масла. «Теплоэнергетика» № 9, 1959.

К второму разделу

5. Шварц В. А. Конструкции газотурбинных установок. «Машиностроение», 1970.
6. Предтеченский Г. П. Газотурбинные установки. Госэнергоиздат, 1957.
7. Моисеев Г. И., Мееров Л. З. Конструкции стационарных установок. Госэнергоиздат, 1962.
8. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки, т. т. I, II. Машгиз, 1956.
9. Ольховский Г. Г. Тепловые испытания стационарных газотурбинных установок. Энергия, 1971.
10. Сазанов Б. В. Доменные газотурбинные установки. Metallurgia, 1965.

К третьему разделу

11. Зарубин А. Г. (и др.). Автомобили ЗИЛ, часть I. «Транспорт», 1971.
12. Нигматулин И. Н. Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях. Машгиз, 1962.
13. Орлин А. С. и др. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение», 1970.
14. Чернышев Г. Д. и др. Двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238. «Машиностроение», 1968.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Предисловие	3
	Введение	4
	Раздел первый. Паровые турбины	7
	Глава 1-1. Основные сведения о турбинах	7
§	1-1. Паровые турбины. Краткая история их развития	7
§	1-2. Паротурбинные установки и их термический к. п. д.	14
	Глава 1-2. Тепловой процесс турбинной ступени	18
§	1-3. Общие понятия о течении жидкости в лопаточных каналах	18
§	1-4. Расширение пара в сопловых и направляющих каналах	19
§	1-5. Расширение пара в косом срезе сопла	22
§	1-6. Расход пара через сопло	25
§	1-7. Преобразование энергии парового потока на рабочих лопатках	26
	Глава 1-3. Потери в ступенях турбины, их к. п. д. и размеры лопаток	31
§	1-8. Классификация потерь	31
§	1-9. Внутренние потери	31
§	1-10. Внешние потери	42
§	1-11. К. п. д. промежуточных ступеней турбины	43
§	1-12. Определение размеров лопаток турбин	45
	Глава 1-4. Многоступенчатые паровые турбины и их мощность	47
§	1-13. Основные сведения о многоступенчатой паровой турбине	47
§	1-14. Тепловой процесс многоступенчатой турбины в $i-s$ -диаграмме	48
§	1-15. Коэффициент возврата тепла	50
§	1-16. Характеристический коэффициент многоступенчатой турбины	51
§	1-17. Предельные и единичные мощности турбин	52
§	1-18. Турбины с отбором пара для регенерации	55
§	1-19. Особенности профилирования длинных лопаток	58
	Глава 1-5. Тепловой расчет многоступенчатой турбины	
§	1-20. Основные данные для проектирования турбины	65
§	1-21. Расчет осевых усилий	74
§	1-22. Режимы работы турбин	78
§	1-23. Давление и расход пара в ступенях турбин и распределение тепловых падений при переменном режиме	80
	Глава 1-6. Регулирование, защита, маслоснабжение и конструкция конденсационных турбин	83
§	1-24. Регулирование турбин	83
§	1-25. Статическая характеристика регулирования	92
§	1-26. Параллельная работа турбин	94
§	1-27. Защита турбин от повышения числа оборотов	96
§	1-28. Защита турбин от осевого сдвига роторов	99
§	1-29. Схема маслоснабжения турбин	101
§	1-30. Конструкции конденсационных паровых турбин	104
	Глава 1-7. Комбинированная выработка электрической и паровой энергии	107

§ 1-31. Конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара . . .	107
§ 1-32. Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара . . .	112
§ 1-33. Конструкции турбин с одним регулируемым отбором пара . . .	114
§ 1-34. Конструкции турбин с двумя регулируемыми отборами пара . . .	116
§ 1-35. Конструкции турбин с противодавлением	119
§ 1-36. Конструкции турбин с противодавлением и регулируемыми от- борами пара	125
Глава 1-8. Конденсационные устройства паровых турбин	127
§ 1-37. Общие сведения о конденсации пара в конденсаторах	127
§ 1-38. Элементы конструкции конденсаторов	130
§ 1-39. Соединение конденсатора с турбиной и установка его на фунда- менте	135
§ 1-40. Определение абсолютного давления в конденсаторе	136
§ 1-41. Конструкции конденсаторов поверхностного типа	137
§ 1-42. Тепловой расчет конденсатора	142
§ 1-43. Паровое и гидравлическое сопротивления конденсатора	146
§ 1-44. Воздухоотсасывающие устройства	147
Раздел второй. Газовые турбины и газотурбинные установки	154
Глава 2-1. Схемы и циклы газотурбинных установок	154
§ 2-1. Общие сведения	154
§ 2-2. Схемы и циклы простейших ГТУ	155
§ 2-3. Основные показатели, характеризующие ГТУ, и способы повы- шения экономичности ГТУ	161
§ 2-4. Одновальные ГТУ с регенерацией	166
§ 2-5. ГТУ со ступенчатым сжатием и со ступенчатым сгоранием	169
§ 2-6. Сложные и многовальные ГТУ	174
§ 2-7. Замкнутые ГТУ	177
§ 2-8. ГТУ с поршневыми камерами сгорания, парогазовые установки	181
Глава 2-2. Конструктивное устройство газовых турбин и ГТУ	185
§ 2-9. Типы газовых турбин и особенности их лопаточного аппарата	185
§ 2-10. Конструкции основных деталей газовых турбин и материалы, применяемые для их изготовления	187
§ 2-11. Методы повышения термической стойкости турбинных деталей и способы их охлаждения	191
§ 2-12. Камеры сгорания	195
§ 2-13. Теплообменные аппараты	202
§ 2-14. Компрессоры	208
§ 2-15. Регулирование ГТУ, их пусковые и защитные устройства	213
§ 2-16. Современные конструкции ГТУ и области их применения	216
Раздел третий. Двигатели внутреннего сгорания	225
Глава 3-1. Основные сведения о двигателях внутреннего сгорания	225
§ 3-1. Области применения и классификация двигателей внутреннего сгорания	225
§ 3-2. Принципиальные схемы осуществления рабочих процессов в поршневых двигателях внутреннего сгорания	229
§ 3-3. Пути повышения мощности двигателей внутреннего сгорания	238
§ 3-4. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания	243
Глава 3-2. Топливо для двигателей и термохимия процесса сго- рания	250
§ 3-5. Физико-химические свойства топлива	250
§ 3-6. Термохимия процесса сгорания	255
§ 3-7. Теплоемкость горючих смесей и продуктов сгорания	263
Глава 3-3. Действительные циклы	265
§ 3-8. Очистка и наполнение цилиндра	265
§ 3-9. Сжатие, сгорание и расширение в двигателе	274
§ 3-10. Индикаторные и эффективные показатели двигателя	286
§ 3-11. Тепловой баланс двигателя	296
§ 3-12. Пример теплового расчета рабочего процесса и определение ос- новных размеров двигателя	299
Глава 3-4. Устройство двигателей внутреннего сгорания	302
§ 3-13. Общие принципы в устройстве двигателей внутреннего сгорания	302

§ 3-14.	Топливоподающая система и смесеобразование в дизелях . . .	306
§ 3-15.	Топливоподающая система в карбюраторных и газовых двигателях	317
§ 3-16.	Система зажигания карбюраторных и газовых двигателей . . .	328
§ 3-17.	Системы смазки и охлаждения двигателей	332
§ 3-18.	Конструкции двигателей внутреннего сгорания	337
	Глава 3-5. Характеристики двигателей внутреннего сгорания	360
§ 3-19.	Режимы работы двигателей	360
§ 3-20.	Скоростные характеристики	362
§ 3-21.	Характеристики двигателей при различных способах регулиро- вания	365
§ 3-22.	Нагрузочные и другие характеристики	368
	Вопросы для самопроверки	370
	Литература	372

**Искандер Нигматулович Нигматулин,
Павел Николаевич Шляхин,
Валентин Александрович Ценев**

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Редактор М. Ф. Бурлак
Художественный редактор Н. К. Гуторов
Технический редактор Т. А. Епифанова
Корректор Г. И. Кострикова

Т-18726. Сдано в набор 12/VII 1973 г. Подп.
к печати 18/XII 1973 г. Формат 60×90^{1/16}.
Бум. тип. № 2. Объем 23,5 печ. л. Уч.-
изд. л. 24,18. Изд. № STD—132. Ти-
раж 16 000 экз. Цена 1 руб. 09 коп. Зак. 559.
План выпуска литературы для вузов и
техникумов издательства «Высшая шко-
ла» на 1974 г. Позиция № 122.

Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14,
Издательство «Высшая школа».

Ярославский полиграфкомбинат «Союзпо-
лиграфпрома» при Государственном коми-
тете Совета Министров СССР по делам
издательств, полиграфии и книжной тор-
говли. Ярославль, ул. Свободы, 97.